



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**ENERGETICKÁ NÁROČNOST ZÍSKÁVÁNÍ VODY
KONDENZACÍ VZDUŠNÉ VLHKOSTI**

THE ENERGY INTENSITY OF WATER ACQUISITION BY CONDENSATION OF AIR HUMIDITY

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tomáš Hamerský

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Tomáš Hamerský**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.**
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Energetická náročnost získávání vody kondenzací vzdušné vlhkosti

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je zaměřena na možnost získávání vody kondenzací vzdušné vlhkosti. K tomuto problému bude zpracován přehled využitelných technologií a příklady realizací. Zvýšená pozornost bude věnována energetické náročnosti používaných technologií. Konkrétní posouzení bude provedeno na základě meteorologických dat pro vybranou oblast v ČR. Navržen bude systém doplnění aktivního zachytávání dešťové vody v rodinném domě kondenzací vzdušné vlhkosti. Zpracován bude projekční návrh a technicko–ekonomické posouzení modelové instalace.

Cíle diplomové práce:

1. Představit problematiku kondenzace vzdušné vlhkosti.
2. Zpracovat literární rešerši technických řešení kondenzace vzdušné vlhkosti, včetně prezentování dohledatelných instalací.
3. Vyhodnotit energetickou náročnost technologií uvedených v předchozím bodě.
4. Zpracovat konkrétní návrh využití kondenzace vzdušné vlhkosti jako doplnění zachytu dešťové vody v rodinném domě.
5. Posoudit technicko–ekonomické parametry navržené instalace.

Seznam doporučené literatury:

PAVELEK, M., Termomechanika. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 9788021443006.

KANDLIKAR, S., Masahiro, S. a DHIR, V., Handbook of phase change: boiling and condensation. Philadelphia, PA: Taylor, xlvii, 738 p., 1999. ISBN 15-603-2634-4.

KUPPAN, T., Heat exchanger design handbook. USA, New York: Taylor and Francis, 2000. ISBN 0-8247-9787-6.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá aktuálními možnostmi získávání vody ze vzdušné vlhkosti za účelem získání pitné vody se zaměřením na energetickou náročnost kompresorového chlazení na její výrobu. Je zde stanovena základní studie pro klimatické pásmo ČR ve vybraných lokalitách. Pro odstupňované velikosti chladících výkonů jsou stanoveny dílčí závislosti popisující získávání vody ze vzduchu, kde se energetická náročnost pohybuje průměrně mezi $0,3 \div 0,5 \text{ kWh}\cdot\text{l}^{-1}$. Pro vybraný rodinný dům jsou stanoveny jednotlivé varianty hospodaření s nepitnou dešťovou vodou.

Klíčová slova

Vlhký vzduch, součinitel přestupu tepla u kondenzace, voda ze vzduchu, energetická náročnost, hospodaření s nepitnou vodou

Abstract

The master's thesis deals with actual possibilities of acquisition water from air humidity in order to obtain fresh water, focusing on energy intensity of vapor-compression refrigeration for its production. There is a basic determine study for Czech climatic zone in selected localities. For graded cooling capacity dependencies describing the acquisition of water from the air, where is the energy intensity ranges on average between $0,3 \div 0,5 \text{ kWh}\cdot\text{l}^{-1}$. For the selected family house are set the individual variants of non-potable rainwater management.

Keywords

Humid air, condensation heat transfer coefficient, water from air, energy intensity, management of non-potable water

Bibliografická citace

HAMERSKÝ, Tomáš. *Energetická náročnost získávání vody kondenzací vzdušné vlhkosti*. Brno, 2019. 145 s. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma *Energetická náročnost získávání vody kondenzací vzdušné vlhkosti* vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu literatury.

V Brně dne 24. 5. 2019

.....

Poděkování

Tímto chci poděkovat doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky, které byly nápomocné při psaní této diplomové práce. Vděčnost patří i mé rodině, za podporu při studiu.

Obsah

1	Úvod	15
2	Koloběh vody v přírodě	16
3	Vlhký vzduch.....	17
3.1	Vodní pára obsažená ve vzduchu	17
3.2	Hlavní vztahy popisující vlhký vzduch	18
3.3	Entalpie vlhkého vzduchu	23
3.4	Teplota vzduchu	24
3.5	Úvodní vysvětlení pojmů sdělného tepla	25
3.6	Adiabatická kondenzace na vodní hladině	26
3.7	Ochlazování vlhkého vzduchu	26
4	Kondenzace vzdušné vlhkosti.....	28
4.1	Prostup tepla u kondenzace vodní páry a nekondenzující složky plynu	30
4.2	Přestup tepla u filmové kondenzace vodní páry přirozenou konvekcí	32
4.3	Přestup tepla u filmové kondenzace vodní páry nucenou konvekcí	44
4.4	Kapková kondenzace	49
4.5	Navýšení přenosu tepla u kondenzace.....	49
5	Technologické možnosti získávání vody ze vzduchu	51
5.1	Základní charakteristiky atmosférického generátoru vody	52
5.2	Odvlhčování založené na chlazení vzduchu	56
5.3	Sorpční oběhy – desikanty (vysoušeče)	60
5.4	Kombinace strojního chlazení a desikantu	66
5.5	Koncentrace vodní páry	68
6	Energetická náročnost kondenzace vzdušné vlhkosti.....	76
6.1	Reálná aplikace zařízení na výrobu vody ze vzduchu	77
6.2	Modelový výpočet predikované výroby vody ze vzduchu	85
7	Studie získávání vody ze vzduchu v klimatickém pásmu ČR.....	87
7.2	Ukázka týdenního intervalu získávání vody ze vzduchu.....	88
7.3	Roční a měsíční získávání vody ze vzduchu	92
7.4	Studie získávání vody ze vzduchu v ČR.....	95
8	Hospodaření s nepitnou dešťovou vodou	98
8.1	Používání a zachyt dešťové vody	98
8.2	Optimální návrh hospodaření s nepitnou dešťovou vodou	102
8.3	Optimální volba velikosti akumulačního objemu	104
8.4	Přehled modelového výpočtu zachytu dešťové vody v průběhu roku.....	107

9	Návrh varianty jednotky AWG a zachytu dešťové vody pro RD	109
9.1	Stanovení potřeby pitné a nepitné vody v RD	109
9.2	Varianta uvažující získávání pitné vody jednotkou AWG	110
9.3	Varianty uvažující zachyt dešťové vody	117
10	Závěr	125
	Bibliografie.....	126
	Seznam použitých symbolů.....	133
	Seznam použitých indexů.....	135
	Seznam použitých zkratk.....	137
	Seznam příloh	139
	Přílohy	140

1 Úvod

Práce je rozdělena do jednotlivých kapitol. Pro vysvětlení jednotlivých dějů probíhajících při kondenzaci vzdušné vlhkosti a pro stanovení bilance získávání vody ze vzduchu je nejprve nutné si projít základní vztahy popisující vlhký vzduch, kterému se věnuje *kapitola 3*, na kterou navazuje *kapitola 4* zabývající se kondenzací vzdušné vlhkosti. Zde je věnována pozornost především na stanovení dílčích součinitelů přestupu tepla u kondenzace pro různé geometrie u přirozené a nucené konvekce.

Kapitola 5 poté popisuje současné technologické možnosti získávání vody ze vzduchu, kde komerčně nejrozšířenější jsou tzv. atmosférické generátory vody (AWG) fungující na principu kompresorového chlazení.

V dnešní době se poměrně hovoří o problémech nedostatku vody v sušších oblastech letního období, a to nejen na území ČR. Záměrem této diplomové práce je především představit alternativu k získávání pitné vody, pomocí zařízení AWG za účelem stanovení energetické náročnosti, a možné výroby vody v klimatickém pásmu ČR viz *kapitola 7*, kde jsou pro vybrané lokality stanoveny sledované veličiny (energetická náročnost, výroba vody atp.), které jsou proloženy křivkou v závislosti na nadmořské výšce daných lokalit.

Možnostem, jak hospodařit s nepitnou vodou (dešťovou) se věnuje *kapitola 8*, kde je záměrem stanovit optimální velikost akumulačního objemu na základě predikované soběstačnosti modelových potřeb nepitné vody v RD.

Poslední *kapitola 9* se v první části věnuje návrhovým variantám zařízení AWG za účelem zásobování RD pitnou vodou, kde jsou porovnávány 3 odstupňované velikosti chladících výkonů, ve kterých jsou také stanoveny výše zmíněné sledované veličiny. Druhá část této kapitoly se zabývá variantami záchyty dešťové vody za účelem zjištění možné doby návratnosti.

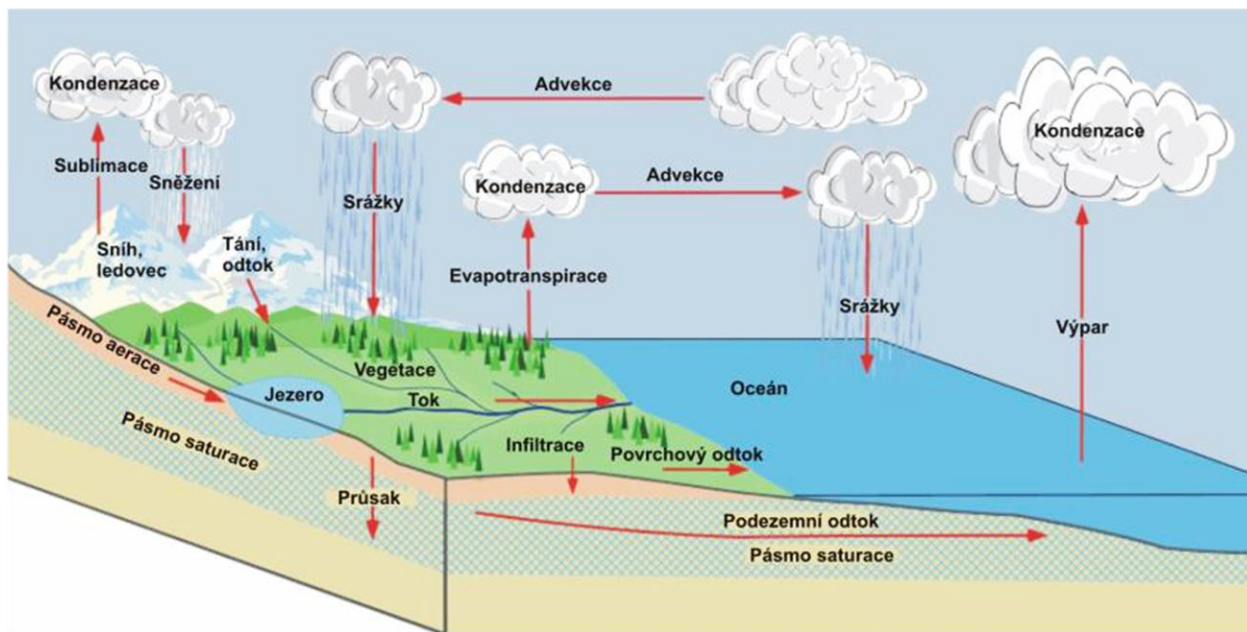
Pro zajímavost zde mohu zmínit, že polovina veškeré vody, která dopadá na dešťový prales Amazonky, se odpařuje ze samotného pralesa. Pokud se v neúrodné oblasti (např. pouštní oblasti) použije zařízení kombinující přednosti sorpčních systémů a chlazení povrchů s aplikací bioreaktorů (na zálivku neúrodné půdy) – viz *kapitola 5.4*, pak je možné postupem času proměnit danou oblast v úrodnou půdu, jenž může pozitivně navýšit množství srážek v dané lokalitě.

2 Koloběh vody v přírodě

Hlavní hnací silou pro přirozený koloběh vody v přírodě (hydrologický cyklus), který probíhá neustále, je především dopadající sluneční energie, vliv gravitace a rotace země. Hlavní složkou při přenosu tepla v atmosféře je latentní teplo, kde vlivem kondenzace vodní páry v atmosféře v dané výšce nad zemí (při podkročení rosného bodu vzduchu) vznikají mraky, déšť, sníh atp. Sluneční záření dopadající na vodní hladinu způsobuje její odpařování. Voda ve formě srážek dopadající na zemský povrch může proudit přes povrch do podzemních toků a následně se vrátí do atmosféry odpařováním nebo podzemním odtokem. Půdní vlhkost může být převzata rostlinami a vrácena do ovzduší transpirací¹. [1]

Voda na Zemi:

- Oceány obsahují 96,7 % veškeré volné (slané) vody na planetě (z toho cca 80 % všech srážek spadá do oceánu).
- Zbývajících 3,3 % světové vody je sladká, a skládá se z:
 - Ledovců 75 %, podzemní vody 24 %, řek a jezer 0,32 %, půdní vody 0,005 %, atmosféry 0,04 %



Obrázek 1 – Znázornění koloběhu vody v přírodě [2]

¹ Evapotranspirace je celkový výpar z povrchu země do atmosféry, který je složen z evaporace (odpařování vody) a transpirace (fyziologický odpar rostlin) – například pole kukuřice rozměru 100 x 100 m v horkém letním dni transpiruje cca 13,4 m³ vody [1].

Atmosférický vzduch lze považovat za jeden velký obnovitelný zdroj, ve kterém se nachází okolo 12 900 km³ vody [7]. Přičemž v 1 m³ atmosférického vlhkého vzduchu je obsaženo 4 ÷ 28 g vodní páry (vody) dle okolních podmínek. Pokud se veškerá voda v atmosféře okamžitě vysráží, pokryje povrch Země do hloubky okolo 2 cm. Průměrná doba, po kterou molekula vody zůstane v atmosféře je kolem 11 dnů. [1]

3 Vlhký vzduch

Okolní atmosférický vzduch se považuje za vzduch vlhký, který je směsí suchého vzduchu a vodní páry. Množství vodní páry ve směsi vlhkého vzduchu je závislé na teplotě. Pokud vzduch obsahuje maximální množství vodní páry, pak se jedná o stav nasycení absolutní vlhkostí o relativní vlhkost vzduchu $\varphi = 1$. Pokud obsahuje vzduch větší množství vlhkosti, než odpovídá stavu nasycení, nazývá se přesycený (mlhový) vzduch. Vlhký vzduch lze v rozmezí teplot ($200 \div 500$) K o tlaku ($0,1 \div 1,0$) MPa považovat s odchylkou menší než 3 %, za ideální plyn. [3], [4]



Obrázek 2 – Mlha nad černouhelnou elektrárnou Dětmarovice [5]

Základní dělení stavů vlhkého vzduchu

- Nenasycený vlhkostí – s vodní párou
- Nasycený vlhkostí – se sytou vodní párou
- Přesycený vlhkostí – se sytou vodní párou, kde
 - pro $t > 0$ °C je obsažena vodní mlha ve formě kapiček syté kapaliny
 - pro $t < 0$ °C je obsažena ledová mlha ve formě krystalků, jinovatky nebo sněhu
 - pro $t = 0$ °C je obsažena vodní i ledová mlha

Tabulka 1 – Základní fyzikální vlastnosti pro suchý vzduch [3]

Měrná plynová konstanta	r_{sv}	287,06	J/kg/K
Střední zdánlivá molární hmotnost	M_{sv}	28,964	kg/kmol
Kritická teplota	t_{kr}	-140,7	°C
Kritický tlak	p_{kr}	3,77	MPa
Střední měrná tepelná kapacita suchého vzduchu	$c_{p(sv)}$	1005	J/kg/K

3.1 Vodní pára obsažená ve vzduchu

Vodní pára se pohybuje z oblasti s vyšším tlakem do oblasti o nižším tlaku vodní páry. Hustota vodní páry, resp. absolutní vlhkost je mimo jiné závislá na zeměpisné poloze, nadmořské výšce, denní době a ročním období. Hustota vodní páry je obvykle nejvyšší blízko povrchu Země. [6], [7]

Tabulka 2 – Základní fyzikální vlastnosti pro vodní páru [3]

Měrná plynová konstanta	r_p	461,53 J/kg/K
Střední zdánlivá molární hmotnost	M_p	18,015 kg/kmol
Kritická teplota	t_{kr}	647,1 K
Kritický tlak	p_{kr}	22,064 MPa
Teplota trojného bodu	t_{tr}	273,16 K
Tlak trojného bodu	p_{tr}	611,66 Pa
Měrné výparné teplo v trojném bodě	$l_{(23)tr}$	2500,9 kJ/kg
Měrné teplo tání v trojném bodě	$l_{(12)tr}$	333,4 kJ/kg
Měrné sublimační teplo v trojném bodě	$l_{(13)tr}$	2834,3 kJ/kg
Střední měrná tepelná kapacita vodní páry	$c_{p(p)}$	1840 J/kg/K
Střední měrná tepelná kapacita vody	$c_{p(k)}$	4186 J/kg/K
Střední měrná tepelná kapacita ledu	$c_{p(t)}$	2,09 kJ/kg/K

3.2 Hlavní vztahy popisující vlhký vzduch

Stavová rovnice pro vlhký vzduch

Stavová rovnice pro vlhký vzduch je dána směsí suchého vzduchu a vodní páry. [3]

$$p_{sv} \cdot V = m_{sv} \cdot r_{sv} \cdot T \quad (3.1)$$

$$p_p \cdot V = m_p \cdot r_p \cdot T \quad (3.2)$$

Měrná plynová konstanta směsi vlhkého vzduchu

Měrná plynová konstanta vlhkého vzduchu je dána:

$$r = \frac{m_{sv}}{m} \cdot r_{sv} + \frac{m_p}{m} \cdot r_p \quad (3.3)$$

Daltonův zákon

Dle Daltonova zákona platí, že celkový tlak směsi je roven součtu jednotlivých parciálních tlaků. Tlak vlhkého vzduchu je tedy dán součtem parciálních tlaků suchého vzduchu a vodní páry.

$$p = \sum_i p_i = p_{sv} + p_p \quad (3.4)$$

Tlak vzduchu v závislosti na nadmořské výšce

Určení tlaku vzduchu v závislosti na nadmořské výšce je dáno následující rovnicí, kde je uvažována hustota vzduchu nad hladinou moře $\rho_o = 1,225 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ (při průměrné teplotě vzduchu nad hladinou 15 °C), a atmosférický tlak nad hladinou moře, který je $p_o = 101\,325 \text{ Pa}$.

$$p = p_o \cdot e^{\frac{-\rho_o \cdot H \cdot g}{p_o}} \quad (3.5)$$

Ostwaldův zákon

Dle Ostwaldova zákona je objem suchého vzduchu a vodní páry roven objemu vlhkého vzduchu.

$$V = V_{sv} = V_p \quad (3.6)$$

Hmotnost vlhkého vzduchu

Hmotnost vlhkého vzduchu je dána dílčími hmotnostmi jednotlivých stavů dle následujícího vztahu:

$$m = m_{sv} + m_p + m_k + m_t \quad (3.7)$$

Parciální tlak a hustota suchého vzduchu a vodní páry

Na základě stavové rovnice ideálního plynu danou rovnicí 3.1 a 3.2 je možné vyjádřit parciální tlak a hustotu suchého vzduchu a vodní páry.

$$p_{sv} = \frac{m_{sv} \cdot r_{sv} \cdot T}{V}, \quad p_p = \frac{m_p \cdot r_p \cdot T}{V} \quad (3.8)$$

$$\rho_{sv} = \frac{p_{sv}}{r_{sv} \cdot T}, \quad \rho_p = \frac{p_p}{r_p \cdot T} \quad (3.9)$$

Parciální tlak syté vodní páry ve vzduchu

Pokud parciální tlak vodní páry ve vzduchu dosáhne tlaku syté páry p_p'' , za dané teploty vzduchu, tak dostáváme vzduch nasycený vlhkostí, který obsahuje suchý vzduch a sytou vodní páru. [8]

- $p_p < p_p''$ je vlhký vzduch nenasycený parou,
- $p_p = p_p''$ je vlhký vzduch nasycený,
- $p_p > p_p''$ je vlhký vzduch přesycený a směs je heterogenní.

Parciální tlak sytých vodních par (která se nachází např. těsně nad hladinou vodní plochy, nebo na filmu kondenzátu) je závislý pouze na teplotě dle následující rovnice, která je platná pro rozsah teplot $(-20 \div 0)^\circ\text{C}$ [4]:

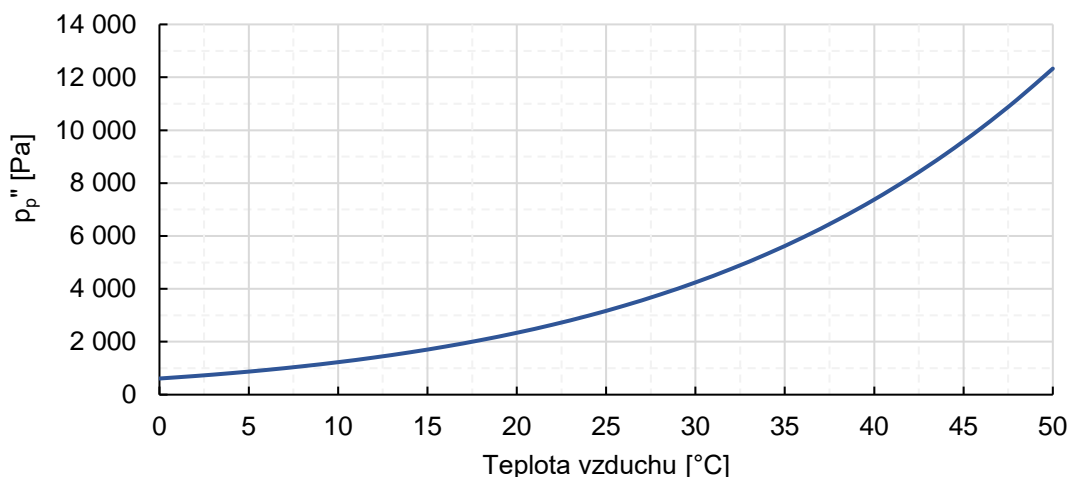
$$p_p'' = e^{\left(28,926 - \frac{6148}{273,15+t}\right)} \quad (3.10)$$

A pro teplotní rozsah $(0 \div 80)^\circ\text{C}$ platí:

$$p_p'' = e^{\left(23,58 - \frac{4044,2}{235,6+t}\right)} \quad (3.11)$$

Pro vlhký vzduch nenasycený vodní párou je tlak vodní páry dán:

$$p_p = p_p'' \cdot \varphi \quad (3.12)$$



Graf 1 – Parciální tlak syté vodní páry obsažené ve vzduchu pro $p = 101\,325\text{ Pa}$

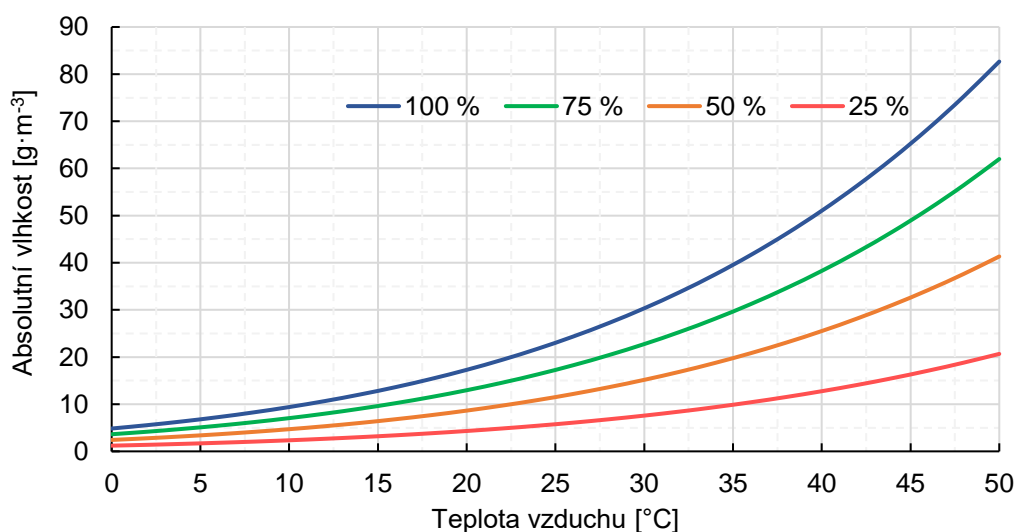
Absolutní vlhkost vzduchu

To, kolik se nachází vodní páry ve vzduchu, udává absolutní vlhkost vzduchu (též označováno jako hustota vodní páry), jenž je součtem hmotností vodní páry, syté kapaliny a tuhé fáze ku objemové jednotce vzduchu. [3]

$$\rho_{abs} = \frac{m_p + m_k + m_t}{V} \quad (3.13)$$

Dle Ostwaldova zákona, který říká, že $V = V_p$, pro nenasycený a nasycený vlhký vzduch pak platí $m_k = m_t = 0$, a absolutní vlhkost je poté rovna hustotě vodní páry ρ_p obsažené v 1 m^3 vlhkého vzduchu.

$$\rho_p = \frac{m_p}{V} \quad , \quad \rho_p = \rho_{sv} \cdot x_p \quad (3.14)$$



Graf 2 – Absolutní vlhkost obsažená ve vzduchu pro $p = 101\,325\text{ Pa}$

Z výše uvedeného grafu je patrné, že s rostoucí teplotou vzduchu (a relativní vlhkostí) roste schopnost vázat větší množství vodní páry.

Pro zajímavost zde mohu zmínit, že vydechovaný vzduch od úst je okolo 35 °C při 95 % relativní vlhkosti (lidské tělo funguje jako tepelný výměník, kde se převážně v plicích ohřeje na teplotu lidského těla). [9]

Relativní vlhkost vzduchu

Relativní vlhkost vzduchu udává míru nasycení suchého vzduchu vodní parou, tj. do jaké míry je vzduch daleko od stavu nasycení. Relativní vlhkost je u suchého vzduchu $\varphi = 0$, u vzduchu nasyceného vodní parou $\varphi = 1$. [3]

$$\varphi = \frac{\rho_p}{\rho_p''} = \frac{\frac{p_p}{r_p \cdot T}}{\frac{p_p''}{r_p \cdot T}} = \frac{p_p}{p_p''} \quad (3.15)$$

Relativní vlhkost je také možné určit pomocí měrné vlhkosti – viz rovnice 3.19

$$\varphi = \frac{p}{p_p'' \cdot \left(1 + \frac{0,622}{x}\right)} \quad (3.16)$$

Měrná vlhkost vzduchu

Měrná vlhkost vzduchu popisuje hmotnost vodní páry případně vody obsažené ve vlhkém vzduchu, připadající na 1 kg suchého vzduchu. Hmotnost suchého vzduchu je při úpravách vzduchu konstantní, mění se pouze hmotnost vodní páry (proto se měrná vlhkost vztahuje na 1 kg suchého vzduchu). Vzhledem k nízkým řádům se u měrné vlhkosti někdy pro přehlednost používají jednotky [g/kg_{sv}]. [3], [4]

$$x = \frac{m_p + m_k + m_t}{m_{sv}} \quad (3.17)$$

Měrná vlhkost nenasyčeného vzduchu

Jedná se o směs suchého vzduchu a přehřáté vodní páry, kde platí $\varphi < 1$. [3]

$$x = x_p = \frac{m_p}{m_{sv}} = \frac{V \cdot \rho_p}{V \cdot \rho_{sv}} = \frac{\frac{p_p}{r_p \cdot T}}{\frac{p_{sv}}{r_{sv} \cdot T}} = \frac{r_{sv}}{r_p} \cdot \frac{p_p}{p_{sv}} = \frac{287}{462} \cdot \frac{p_p}{p_{sv}} = 0,622 \cdot \frac{p_p}{p_{sv}} = 0,622 \cdot \frac{p_p}{p - p_p} \quad (3.18)$$

Použitím rovnice 3.15 a 3.18 dostaneme následující rovnici, ve které je vidět přepočítání mezi měrnou a relativní vlhkostí vzduchu.

$$x_p = 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_p''}{p - \varphi \cdot p_p''} \quad (3.19)$$

Měrná vlhkost nasyceného vzduchu

Jedná se o směs suchého vzduchu a syté vodní páry, kde platí, že $\varphi = 1$. Upravením předešlé rovnice, tedy dostaneme:

$$x_p'' = 0,622 \cdot \frac{p_p''}{p - p_p''} \quad (3.20)$$

Měrná vlhkost přesyceného vzduchu pro teplotu $t > 0^\circ\text{C}$

Jedná se o směs suchého vzduchu, syté vodní páry a vodní mlhy.

$$x = \frac{m_p'' + m_k}{m_{sv}} = x_p'' + x_k \quad (3.21)$$

Měrná vlhkost přesyceného vzduchu pro teplotu $t < 0^\circ\text{C}$

Jedná se o směs suchého vzduchu, syté vodní páry a ledové mlhy.

$$x = \frac{m_p'' + m_t}{m_{sv}} = x_p'' + x_t \quad (3.22)$$

Měrná vlhkost přesyceného vzduchu pro teplotu $t = 0^\circ\text{C}$

Jedná se o směs suchého vzduchu, syté vodní páry, vodní mlhy a ledové mlhy.

$$x = \frac{m_p'' + m_k + m_t}{m_{sv}} = x_p'' + x_k + x_t \quad (3.23)$$

Hustota vlhkého vzduchu

Hustota vlhkého vzduchu je dána součtem hustoty suchého vzduchu a vodní páry.

$$\rho = \rho_{sv} + \rho_p \quad (3.24)$$

Použitím stavové rovnice a Daltonova zákona na předchozí rovnici dostaneme tvar:

$$\rho = \frac{p_{sv}}{r_{sv} \cdot T} + \frac{p_p}{r_p \cdot T} = \frac{p - p_p}{r_{sv} \cdot T} + \frac{p_p}{r_p \cdot T} = \frac{1}{r_{sv} \cdot T} \cdot \left[p - p_p \cdot \left(1 - \frac{r_{sv}}{r_p} \right) \right] \quad (3.25)$$

Dosazením měrné plynové konstanty r_{sv} a r_p a následnou úpravou dostáváme hustotu vlhkého vzduchu:

$$\rho = \frac{1}{287 \cdot T} \cdot (p - 0,378 \cdot p_p) = \frac{1}{287 \cdot T} \cdot (p - 0,378 \cdot \varphi \cdot p_p'') \quad (3.26)$$

pozn. ve výše uvedené *rovnici* 3.26 si lze všimnout, že s rostoucím parciálním tlakem p_p , resp. rostoucí relativní vlhkostí ϕ a za stálé teploty T a tlaku p , klesá hustota vlhkého vzduchu – vlhký vzduch má poté menší hustotu než suchý vzduch.

3.3 Entalpie vlhkého vzduchu

Pomocí entalpie je možné popsat tepelné bilance vlhkého vzduchu, kde při změně entalpie lze vyjádřit množství sděleného tepla viz *kapitola* 3.5. Čím větší je teplota nebo vlhkost vzduchu, tím větší je jeho entalpie (měrná energie). [3]

Entalpie nenasyčeného vlhkého vzduchu

Entalpie nenasyčeného vlhkého vzduchu je dána entalpií suchého vzduchu h_{sv} a entalpií přehřáté vodní páry h_p o dané měrné vlhkosti:

$$h = h_{sv} + x_p \cdot h_p \quad (3.27)$$

Měrná entalpie suchého vzduchu h_{sv} je dána teplotou a střední měrnou tepelnou kapacitou suchého vzduchu:

$$h_{sv} = \bar{c}_{p(sv)} \cdot t = 1,01 \cdot t \quad (3.28)$$

Měrná entalpie přehřáté vodní páry h_p , je rovna entalpii syté páry stejné teploty:

$$h_p = h_p'' = \bar{c}_{p(p)} \cdot t + l_{(23)tr} = 1,84t + 2501 \quad (3.29)$$

Dosazením předešlých *rovníc* 3.28 a 3.29 dostaneme vztah pro entalpii nenasyčeného vzduchu:

$$h = h_{sv} + x_p \cdot h_p = \bar{c}_{p(sv)} \cdot t + x_p \cdot (\bar{c}_{p(p)} \cdot t + l_{(23)tr}) = 1,01 \cdot t + x_p \cdot (1,84 \cdot t + 2501) \quad (3.30)$$

Entalpie nasyceného vlhkého vzduchu

Pro určení entalpie nasyceného vzduchu použijeme předešlou *rovnici* 3.30, kde dosadíme za měrnou vlhkost x_p měrnou vlhkost nasyceného vzduchu x_p'' a dostaneme:

$$h = h_{sv} + x_p'' \cdot h_p'' = 1,01 \cdot t + x_p'' \cdot (1,84 \cdot t + 2501) \quad (3.31)$$

Entalpie přesyceného (mlhového) vzduchu o teplotě $t > 0^\circ\text{C}$

Přesycený vzduch obsahuje oproti nasycenému vzduchu ještě vodní mlhu, k entalpii nasyceného vzduchu se tedy přidá entalpie vodní mlhy.

$$\begin{aligned} h &= h_{sv} + x_p'' \cdot h_p'' + x_k \cdot h_k = \bar{c}_{p(sv)} \cdot t + x_p'' \cdot (\bar{c}_{p(p)} \cdot t + l_{(23)tr}) + x_k \cdot \bar{c}_{p(k)} \cdot t = \\ h &= 1,01 \cdot t + x_p'' \cdot (1,84 \cdot t + 2501) + x_k \cdot 4,186 \cdot t \end{aligned} \quad (3.32)$$

Entalpie přesyceného (mlhového) vzduchu o teplotě $t < 0\text{ °C}$

Přesycený vzduch obsahuje oproti nasycenému vzduchu ještě ledovou mlhu, k entalpii nasyceného vzduchu se tedy přidá entalpie ledové mlhy.

$$h = h_{sv} + x_p'' \cdot h_p'' + x_t \cdot h_t = \bar{c}_{p(sv)} \cdot t + x_p'' \cdot (\bar{c}_{p(p)} \cdot t + l_{(23)tr}) + x_t \cdot (\bar{c}_{p(t)} \cdot t + l_{(12)tr})$$

$$h = 1,01 \cdot t + x_p'' \cdot (1,84 \cdot t + 2501) + x_t \cdot (2,09 \cdot t - 334) \quad (3.33)$$

Entalpie přesyceného (mlhového) vzduchu o teplotě $t = 0\text{ °C}$

Přesycený vzduch zde obsahuje část zkondenzované vlhkosti ve stavu kapalném a část ve stavu tuhém.

$$h = h_{sv} + x_p'' \cdot h_p'' + x_k \cdot h_k + x_t \cdot h_t = x_p'' \cdot l_{(23)tr} + x_t \cdot l_{(12)tr} = x_p'' \cdot 2501 - x_t \cdot 334 \quad (3.34)$$

3.4 Teplota vzduchu

3.4.1 Teplota suchého teploměru

Teplota suchého teploměru je měřena klasickým (neupraveným) teploměrem a říká tak informaci o tom, jakou má okolní vzduch teplotu. Pro teplotu suchého teploměru se rovněž používá označení T_{DB} (dry bulb).

3.4.2 Teplota rosného bodu

Je to teplota, při které je vzduch nasycen vodní parou na hodnotu $\varphi = 1$. Pokud dojde k podkročení t_{rb} , tak vodní pára obsažená ve vzduchu začne kondenzovat². Teplota rosného bodu klesá s narůstající nadmořskou výškou. Pro teplotu rosného bodu se rovněž používá označení T_{DP} (dew point). [10]

$$t_{rb} = c_2 \cdot \frac{\ln\left(\frac{\varphi}{100}\right) + \frac{c_1 \cdot t}{c_2 + t}}{c_1 - \ln\left(\frac{\varphi}{100}\right) - \frac{c_1 \cdot t}{c_2 + t}} \quad (3.35)$$

Kde:

- $t > 0\text{ °C}$: $c_1 = 17,08085$; $c_2 = 234,175$
- $t < 0\text{ °C}$: $c_1 = 17,84362$; $c_2 = 245,425$

3.4.3 Teplota mokrého teploměru

Teplota mokrého teploměru t_m je určena tak, že je teploměr obalen v punčošce, která je nasáklá destilovanou vodou, při nucené konvekci proudu vzduchu a dostatečném odstínění vůči tepelnému záření. Pro teplotu mokrého teploměru se rovněž používá označení T_{WB} (wet bulb).

² Např. problém s kondenzací vlhkosti na povrchu skla okna, je způsoben tím, že je $t_s < t_{rb}$ – tomu lze zabránit dostatečným vytápěním objektu, tak aby platilo $t_s > t_{rb}$, pravidelné větrání s dostatečným pohybem vzduchu v objektu a dostatečně volný prostor v částech, kde se zadržuje větší hodnota vlhkosti.

3.5 Úvodní vysvětlení pojmů sdělného tepla

Celkové sdělné teplo je dáno součtem citelného tepla Q_c a latentního tepla Q_l . Lze ho vyjádřit například rozdílem entalpií konečného a počátečního stavu vzduchu při izobarickém ději ze stavu 1 do stavu 2. [8]

$$\dot{Q} = \dot{Q}_c + \dot{Q}_l \quad (3.36)$$

3.5.1 Citelné teplo

Citelné teplo je část tepelné energie, která je využita na zvýšení nebo na snížení teploty vzduchu. Změna citelného tepla probíhá po čáře konstantní měrné vlhkosti (proto je možné uvažovat hodnoty popisující suchý vzduch). [3]

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{sv} \cdot c_{p(sv)} \cdot (t_2 - t_1) = \dot{m}_{sv} \cdot c_{p(sv)} \cdot \Delta T = \rho_{sv} \cdot \dot{V}_{sv} \cdot c_{p(sv)} \cdot \Delta T \quad (3.37)$$

Faktor citelného tepla je dán poměrem citelného tepla ku celkovému teplu:

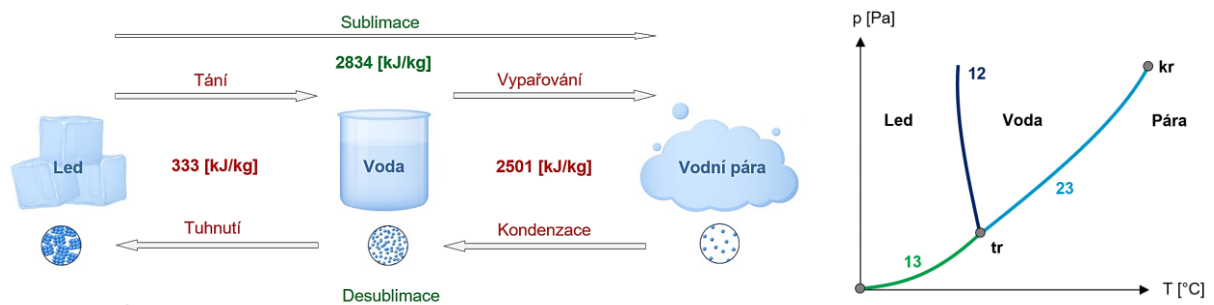
$$g = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}} = \frac{\dot{m}_{sv} \cdot c_{p(sv)} \cdot \Delta T}{\dot{m}_{sv} \cdot \Delta h} = \frac{c_{p(sv)} \cdot \Delta T}{\Delta h} \quad (3.38)$$

3.5.2 Latentní teplo vázané

Latentní teplo je část uvolněné tepelné energie přeměněné na citelné teplo vlivem fázových změn vodní páry ve vzduchu, např. při kondenzaci nebo vypařování. Vázané teplo je funkcí změny měrné vlhkosti. [11]

$$\dot{Q}_l = \dot{m}_{kond} \cdot l_{(23)tr} \quad (3.39)$$

Výparné (kondenzační) teplo vody se při 20 °C pohybuje okolo 2,45 MJ/kg, což právě odpovídá měrné hodnotě 0,68 kWh/kg, tzn. pro zkondenzování 1 kg vody je zapotřebí odebrat 0,68 kWh latentního tepla.



Obrázek 3 – (vlevo) skupenské stavy vody pro 0 °C, (vpravo) fázový diagram stavů vody

Modifikovaná hodnota výparného tepla vody

Pokud je známá hodnota podchlazení kondenzátu, tak na základě experimentu Rohsenowa [12] je možné modifikovat latentní teplo následovně:

$$l'_{23} = l_{(23)tr} + 0,68 \cdot c_{p(k)} \cdot \Delta T = l_{(23)tr} + 0,68 \cdot c_{p(k)} \cdot (T_{sat} - T_s) \quad (3.40)$$

Nebo použitím Jacobova čísla [13]:

$$l'_{23} = l_{(23)tr} \cdot (1 + 0,68 \cdot Ja) \quad (3.41)$$

Pokud je známá hodnota rosného bodu viz *rovnice 3.35*, pak může být hodnota výparného tepla upravena následovně [14]:

$$l_{(23)rb} = l_{(23)tr} - (c_{p(k)} - c_{p(p)}) \cdot t_{rb} \quad (3.42)$$

3.6 Adiabatická kondenzace na vodní hladině

Dle teploty rosného bodu t_{rb} a teploty povrchu vodní hladiny t_{vh} dochází k:

- $t_{vh} > t_{rb}$ – odpařování vody z vodního povrchu hladiny (vlhčení vzduchu)
- $t_{vh} < t_{rb}$ – kondenzace vodní páry obsažené ve vzduchu (vysoušení vzduchu)

Tlak syté vodní páry vznikající z vodní hladiny je roven parciálnímu tlaku vodní páry obsažené ve vzduchu na hladině p_p , jinými slovy lze říci, že vzduch těsně nad hladinou je nasycen vlhkostí $\varphi \approx 1$.

3.7 Ochlazování vlhkého vzduchu

Ochlazování vzduchu je uvažováno izobaricky, tj. za stálého tlaku. Mezi další izobarické změny vlhkého vzduchu patří ohřev, vlhčení, adiabatické míšení dvou a více proudů vzduchu a adiabatická kondenzace (a odpařování) vody z vodní hladiny viz *kapitola 3.6*.

Ochlazování vlhkého vzduchu:

- Bez kondenzace vodní páry (děj 1 – 2 dle *obrázku 4*)
 - „Suché chlazení“, kde $t_s > t_{rb}$, $x_2 = x_1$, $\varphi_2 > \varphi_1$, $h_2 < h_1$, $Q_l = 0$
- S kondenzací vodní páry (děj 1 – 2' dle *obrázku 4*)
 - „Mokrý chlazení“, kde $t_s < t_{rb}$, $x_2 < x_1$, $\varphi_2 > \varphi_1$, $h_2 < h_1$, $Q_l \neq 0$

pozn. při procesu chlazení je $t_1 > t_2$, a tak aby výsledek nebyl záporný, je někdy odečítána větší hodnota od menší.

4 Kondenzace vzdušné vlhkosti

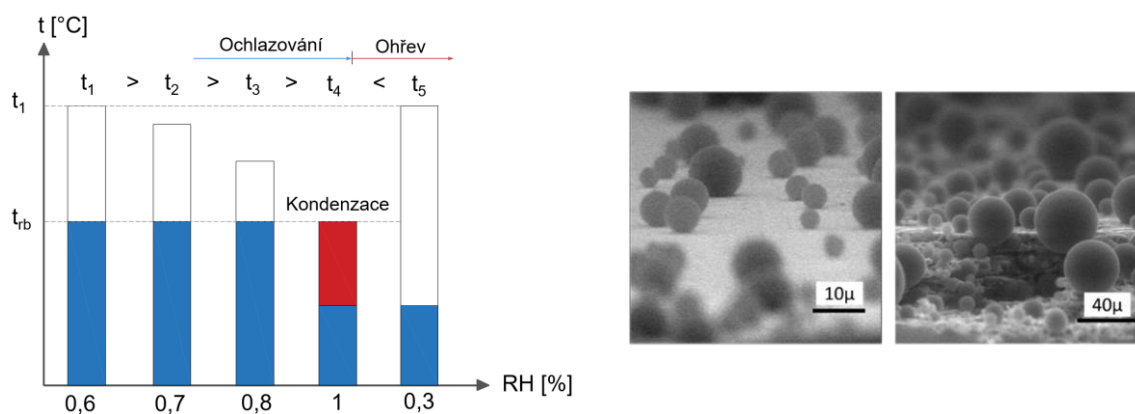
Kondenzace patří mezi dvoufázové procesy, kde probíhá změna plynného skupenství na kapalné, probíhající přirozenou konvekcí, kde má významnou roli vliv objemové síly (gravitační), vznikající v důsledku ohřevu nebo ochlazování tekutiny, dále vliv smykového napětí na povrchu kondenzátu v důsledku rychlosti strhávání kondenzátu a teplotní rozdíl na rozhraní mezi chladným povrchem stěny a vnějším okrajem kondenzátu. [15], [16]

Ke kondenzaci vodní páry obsažené ve vlhkém vzduchu bude docházet, pokud má ochlazovaný vzduch teplotu nižší, než je jeho teplota rosného bodu (tzn. jedná se o přesycený mlhový vzduch), nebo pokud je povrchová teplota chladiče nižší než teplota rosného bodu ochlazovaného vzduchu. Aby mohla vzdušná vlhkost zkondenzovat, je zapotřebí jí odebrat výparné teplo (kondenzační teplo). Pokud nechceme, aby při ochlazování vzduchu nastala kondenzace vodní páry, musí být vzduch ochlazován na vyšší teplotu, než je teplota rosného bodu. [3]

Na povrchu, kde bude docházet ke kondenzaci se obecně může tvořit vrstva filmu dané tloušťky δ a nastává filmová kondenzace, nebo se tvoří drobné kapičky a nastává kapková kondenzace. Proces kondenzace vodní páry na chladném povrchu začíná nukleací kapiček kondenzátu, později se sousední kapičky začnou shlukovat až do okamžiku, kdy dojde k vytvoření filmu kondenzátu.

Při kondenzaci dochází jak k přenosu tepla, tak i přenosu látky vzhledem ke snižování měrné vlhkosti vzduchu. [3]

Vzduch dokáže pojmout jen omezené množství vodní páry, které je závislé na teplotě – čím teplejší je vzduch, tím více vzdušné vlhkosti je schopen absorbovat, resp. čím chladnější je vzduch, tím méně vzdušné vlhkosti může absorbovat. Pokud tedy klesá teplota vzduchu, dochází k postupnému nárůstu relativní vlhkosti až dosáhne hodnoty 100 %, kde zbylá vodní pára zkondenzuje – viz červený obdélník u následujícího obrázku.



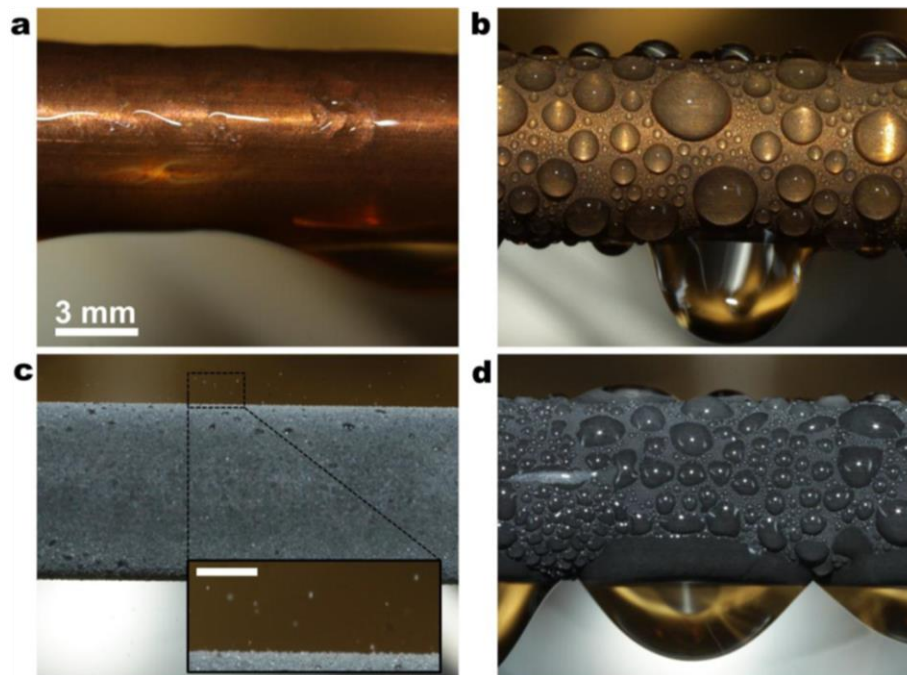
Obrázek 5 – (vlevo) znázornění průběhu ochlazování vzduchu s následnou kondenzací a následným ohřevem, (vpravo) kondenzace vodní páry v malém měřítku [17]

Hlavní způsoby kondenzace

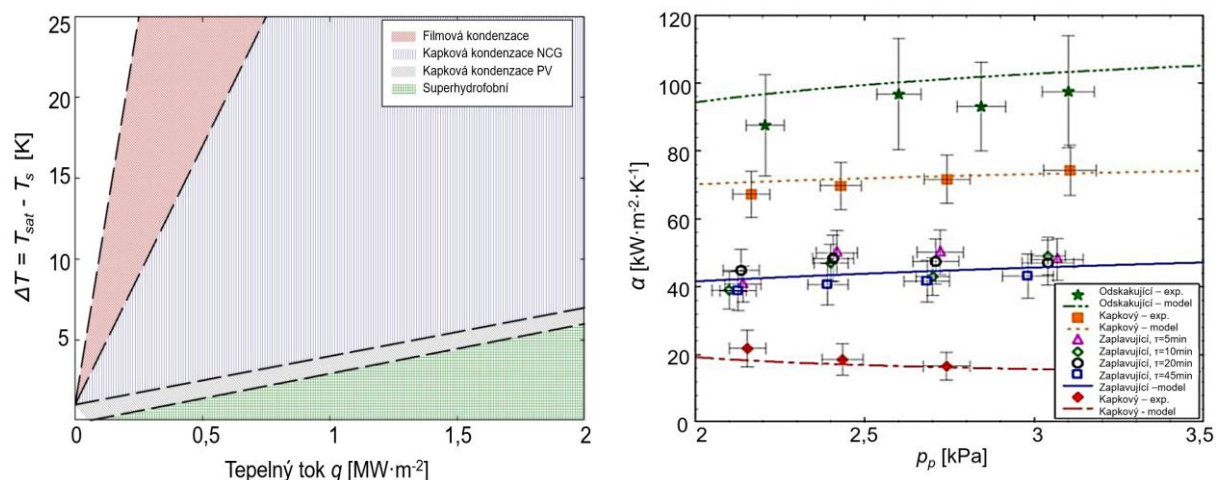
- Filmová, kapková, homogenní, přímým kontaktem

Vliv rychlosti proudění vodní páry

- Nízká rychlost – převládá vliv gravitace nad smykovým napětím
- Vysoká rychlost – převládá vliv smykových napětí nad vlivem gravitace



Obrázek 6 – (a) Filmová kondenzace na hladké hydrofilní Cu trubici, (b) kapková kondenzace na hladké Cu trubici potažené silanem, (c) superhydrofobní kondenzace na skleněné nanostruktuře CuO trubice (se zvětšeným pohledem na odsakování kapiček kondenzátu, měřítko je 500 μm), (d) kondenzace zaplavením na skleněné nanostruktuře CuO trubice [18]



Graf 3 – (vlevo) rozsah hodnot u měření přenosu tepla na m^2 plochy u kondenzace vodní páry při atmosférickém tlaku (NCG – nekondenzující složky plynu, PV – čistá pára), (vpravo) experimentální a teoretický součinitel přestupu tepla α u kondenzace v ustáleném stavu v závislosti na tlaku nasycených par p_p (exp. – experiment), upraveno z: [18]

Hmotnostní tok kondenzujícího filmu je možné určit z rovnice 4.1, kde pro jeho určení je důležité znát tepelný tok, který je mimo jiné závislý především na součiniteli přestupu tepla α – je tedy podstatné jej určit (např. při navrhování kondenzačního výměníku). Součinitel přestupu tepla je možné určit s dostatečnou přesností pro zjednodušené povrchy, které zde budou popsány, a to jak pro přirozenou, tak nucenou konvekci. Konkrétně pro vertikální stěnu a trubku, horizontální trubku s kondenzací na vnějším povrchu a trubkový svazek horizontálních trubek.

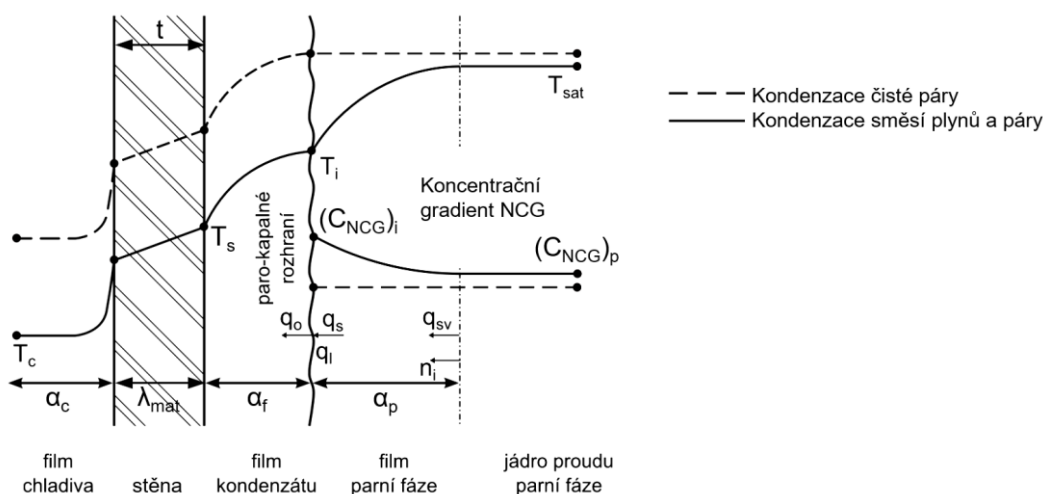
$$\dot{m}_{kond} = \frac{\dot{Q}}{l'_{23}} = \frac{\bar{\alpha} \cdot (T_{sat} - T_s) \cdot S}{l'_{23}} \quad (4.1)$$

Součinitel přestupu tepla je dále možné určit porovnáním Furiérova a Newtonova ochlazovacího zákona, kde je poté α závislý na tloušťce filmu kondenzátu δ a součiniteli teplotní vodivosti λ následovně:

$$\frac{T_{sat} - T_s}{\frac{\delta}{\lambda}} = \alpha \cdot (T_{sat} - T_s) \rightarrow \alpha = \frac{\lambda}{\delta} \quad (4.2)$$

4.1 Prostup tepla u kondenzace vodní páry a nekondenzující složky plynu

V případě kondenzace vzdušné vlhkosti je uvažována kondenzace vodní páry s nekondenzující složkou plynu viz *obrázek 7*. Je tedy zapotřebí uvažovat s přídatným tepelným odporem parní fáze, ve které je nekondenzující složka plynu (u vzduchu např. N_2), snižující součinitel přestupu tepla přes kterou musí molekuly vodní páry difundovat, než se dostanou k paro-kapalnému rozhraní, kde mohou kondenzovat. [19]



Obrázek 7 – Znázornění teplotního profilu ve filmu kondenzátu za přítomnosti nekondenzovatelné složky plynu, upraveno z: [20]

Modifikovaný součinitel prostupu tepla U pro stěnu dle *obrázku 7*, prostupující ze směsi vodní páry do chladícího média je dán vztahem [20]:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ch}} + \frac{t}{\lambda_{mat}} + \frac{1}{\alpha_f} + \frac{g}{\alpha'_p}} \quad (4.3)$$

Součinitel přestupu tepla na straně vodní páry s nekondenzující složkou plynu je určen pomocí korigovaného Ackermanova faktoru následovně [20]:

$$\alpha'_p = \alpha_p \cdot \frac{ac \cdot e^a}{e^a - 1} \quad (4.4)$$

Kde Ackermanova korekce je dána [20]:

$$ac = \frac{\sum_{i=1}^n n_i'' \cdot c_{p,m(p),i}}{\alpha_p} \quad (4.5)$$

Molární tok kondenzace a molární tepelnou kapacitu páry lze určit například z literatury: [21], [22].

4.1.1 Vliv nekondenzujícího plynu

Parciální tlak kondenzujícího plynu (tj. vodní pára) se snižuje vlivem přibližování se k fázovému rozhraní, zároveň klesá jeho saturační teplota. V závislosti na obsahu nekondenzujícího plynu může být teplota T_i na rozhraní nižší (viz *obrázek 7*), než kdyby žádný takový plyn nebyl přítomen, tím dochází ke snížení součinitele přestupu tepla. Je tedy zájmem (např. v parních kondenzátorech) odstranit co největší podíl nekondenzujícího plynu. [22]

Pokud není přítomen žádný nekondenzující plyn, pak je tepelný tok přes kondenzující film dán:

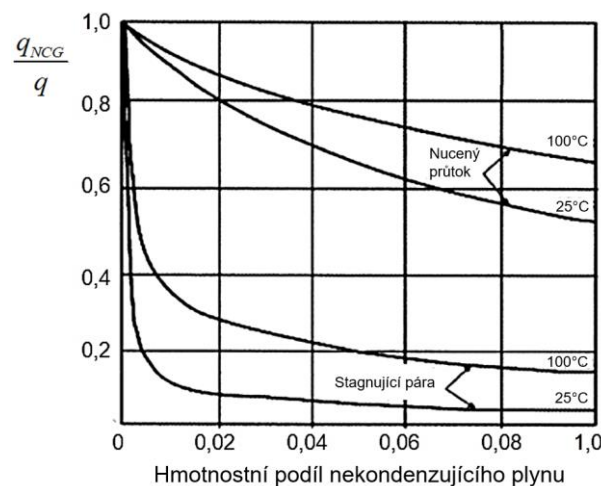
$$q = \frac{\lambda_f}{\delta} \cdot (T_{sat} - T_s) \quad (4.6)$$

Pokud je přítomen nekondenzující plyn, pak tepelný tok přes kondenzující film je dán:

$$q_{NCG} = \frac{\lambda_f}{\delta} \cdot (T_i - T_s) \quad (4.7)$$

Porovnáním *rovnice 4.6 a 4.7* dostáváme poměr tepelných toků:

$$\frac{q_{NCG}}{q} = \frac{T_i - T_s}{T_{sat} - T_s} \leq 1 \quad (4.8)$$



Obrázek 8 – Vliv nekondenzujícího plynu na kondenzaci vodní páry, upraveno z: [22]

4.2 Přestup tepla u filmové kondenzace vodní páry přirozenou konvekcí

Pro přestup tepla při kondenzaci nasycených par přirozenou konvekcí je charakteristické, že převládá vliv gravitačních sil nad smykovým napětím, které lze zanedbat.

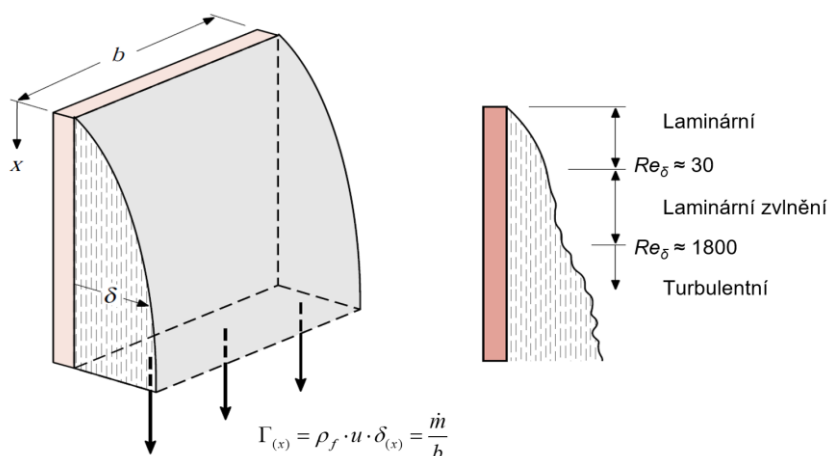
Hlavní předpoklady Nusseltova popisu kondenzace na svislé stěně jsou [23]:

- Hmotnostní tok kondenzátu je laminární
- Teplotní profil napříč vrstvou kondenzátu je lineární
- Smykové napětí na rozhraní pára-kapalina je zanedbatelné
- Rychlost hmotnostního toku filmu je velmi malá – vliv setrvačných sil lze zanedbat
- Je předáváno pouze latentní teplo, tzn. zanedbává se vliv podchlazení kondenzátu
- Vlastnosti vodní páry a teplota stěny T_s jsou konstantní
- Stěna je zcela hladká
- Systém se nachází ve stabilním stavu

4.2.1 Přestup tepla u filmové kondenzace na vertikální stěně – laminární proudění

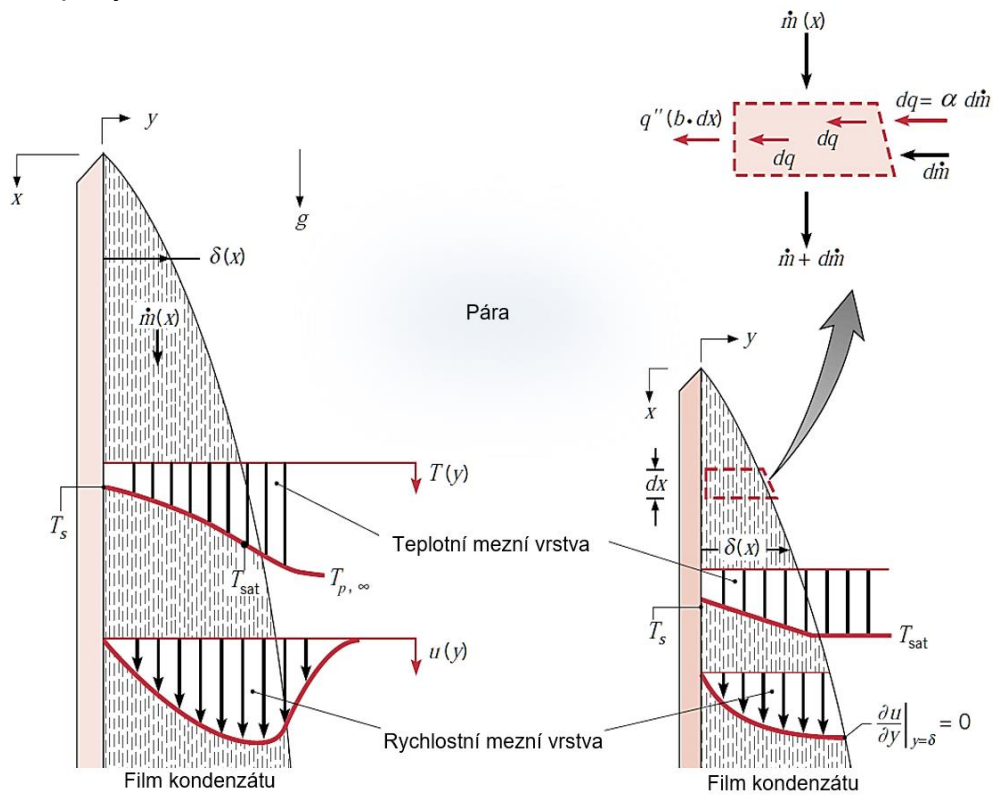
Filmová (blánová) kondenzace na svislé stěně byla odvozena Nusseltem v roce 1916. Platí pouze pro nízká Reynoldsova čísla $Re < 30$, kde je kondenzát tvořen laminárním filmem. S narůstajícím rychlostním profilem dále roste Re – je zde tedy zapotřebí uvažovat patřičné modifikace za účelem zjištění i pro jiné typy proudění. Film se totiž mění na zvlněný laminární film, který dále přechází v turbulentní film, jak je znázorněno na následujícím obrázku 9.

Výhodou je u filmové kondenzace poměrně snadné určení součinitele přestupu tepla α , vzhledem k tomu, že lze snadněji matematicky popsat souvislou vrstvu kondenzačního filmu než tvorbu kapek u kapkové kondenzace. Nevýhodou je, že při filmové kondenzaci je menší odvod tepla, jelikož tenká vrstva filmu tvoří tepelný odpor, který je závislý nepřímo úměrně na tloušťce filmu kondenzátu δ – viz obrázek 10.



Obrázek 9 – (vlevo) znázornění proudění filmu kondenzátu na vertikální stěně o šířce b , (vpravo) režimy proudění v mezní vrstvě dle Re čísla, upraveno z: [13]

Model filmové kondenzace zde bude odvozen pro laminární mezní vrstvu filmu kondenzátu [15]. Kondenzát stéká ve směru působení gravitace. Stékáním narůstá vzdálenost od horního vrcholu stěny, a tím narůstá i jeho tloušťka δ – tím se mění hmotnostní průtok kondenzátu, na který dále kondenzuje vodní pára, která dosahuje saturační teploty T_{sat} .



Obrázek 10 – Znázornění kondenzace laminárního filmu na povrchu vertikální stěny bez zjednodušení (vlevo) a se zjednodušení (vpravo), upraveno z: [13]

Odvození základní rovnice filmové kondenzace

Jak již bylo zmíněno, kondenzace probíhá přirozenou konvekcí, je proto tedy možné ji odvodit z diferenciální rovnice přenosu tepla (ta je odvozena z rovnice pohybové). V této rovnici všechny členy představují buď zrychlení [$m \cdot s^{-2}$], nebo sílu na jednotku hmotnosti [$N \cdot kg^{-1}$]. K těmto členům přidáme gravitační zrychlení, kde bude znaménko kladné, protože gravitační síla působí ve směru x-ové osy obrázku 10. Proto pišme **rovnici pohybovou** ve tvaru [15]:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_f} \cdot \frac{dp}{dx} + g + v \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (4.9)$$

Opět podobně jako u přirozené konvekce jednofázové tekutiny, tak i u filmové kondenzace (dvoufázové) musí platit, že tlakový gradient musí být způsoben pouze výškou sloupce syté páry (je-li okolní prostředí v klidu a nepohybuje se). Proto podle Eulerových rovnic rovnováhy objemového elementu tekutiny platí:

$$\frac{dp}{dx} = \rho_p \cdot g \quad (4.10)$$

Pak můžeme pohybovou *rovnici 4.9* přepsat do tvaru:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \left(1 - \frac{\rho_p}{\rho_f}\right) \cdot g + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (4.11)$$

s následujícími okrajovými podmínkami:

$$\begin{aligned} y=0 & \rightarrow u=v=0 \\ y=\delta & \rightarrow \frac{\partial u}{\partial y}=0 \end{aligned} \quad (4.12)$$

Pro mezní vrstvu na rovinné stěně při nucené nebo přirozené konvekci jednofázové tekutiny je *rovnice energie* ve tvaru:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = a \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (4.13)$$

s následujícími okrajovými podmínkami:

$$\begin{aligned} y=0 & \rightarrow T=T_s \\ y=\delta & \rightarrow T=T_{sat} \end{aligned} \quad (4.14)$$

Okrajová podmínka 2. druhu pro rovnici pohybovou (nulové smykové napětí na hranici blány kondenzátu a syté páry) zavádí tloušťku mezní vrstvy kondenzátu pro kterou musíme provést energetickou bilanci, tj. zjistit kolik latentního tepla bylo filmem pohlceno, a současně kolik bylo vytvořeno kondenzátu. Tato bilance pak zavádí do řešené pohybové rovnice teplotní rozdíl $T_{sat} - T_s$.

V případě kondenzace (stejně tak u přirozené konvekce jednofázové tekutiny), nemůžeme řešit rovnici pohybovou samostatně, tj. bez ohledu na teplotní pole – je tedy zapotřebí řešit souběžně i rovnici energie.

Vzhledem k tomu, že je latentní teplo kapaliny pro nízké tlaky velice velké, znamená to, že i při velkých přenášených tepelných tocích je film kondenzátu velmi tenký, rovněž film, jenž stéká po vertikální stěně je velmi pomalý, takže je poté možné v rovnici pohybové viz *rovnice 4.11* zanedbat síly setrvačné (síly rychlostní), tj. celá levá strana bude zanedbána a rovnici je poté možné upravit do následujícího tvaru:

$$\frac{d^2 u}{dy^2} + \frac{\rho_f - \rho_p}{\mu_f} \cdot g = 0 \quad (4.15)$$

Na základě stejné úvahy o setrvačných silách můžeme zjednodušit *rovnici 4.13* do tvaru:

$$\frac{d^2 T}{dy^2} = 0 \quad (4.16)$$

Vraťme se k rovnici 4.15, kterou pokud budeme dvakrát integrovat, dostaneme tvar:

$$u = -\frac{(\rho_f - \rho_p) \cdot g}{2 \cdot \mu_f} + c_1 \cdot y + c_2 \quad (4.17)$$

Pomocí okrajových podmínek uvedených v rovnici 4.12 pak určíme integrační konstanty:

$$c_1 = \frac{(\rho_f - \rho_p) \cdot g \cdot \delta}{\mu_f} \quad (4.18)$$

$$c_2 = 0$$

Partikulární řešení pohybové rovnice má parabolický rychlostní profil:

$$u = \frac{(\rho_f - \rho_p) \cdot g \cdot \delta^2}{2 \cdot \mu_f} \cdot \left[2 \cdot \left(\frac{y}{\delta} \right) - \left(\frac{y}{\delta} \right)^2 \right] \quad (4.19)$$

Podobně integrací rovnice 4.16 dostaneme obecné řešení ve tvaru:

$$T = c_1 \cdot y + c_2 \quad (4.20)$$

Pomocí okrajových podmínek uvedených v rovnici 4.14 pak určíme integrační konstanty:

$$c_1 = \frac{T_{sat} - T_s}{\delta} \quad (4.21)$$

$$c_2 = T_s$$

Partikulární řešení rovnice energie má lineární teplotní průběh ve filmu kondenzátu:

$$T = T_s + (T_{sat} - T_s) \cdot \frac{y}{\delta} \quad (4.22)$$

U obou profilů, jak rychlostního viz rovnice 4.19, tak i teplotního viz rovnice 4.22, se vyskytuje dosud neznámá hodnota tloušťky blány kondenzátu δ , která bude dále určena. Dříve je ale zapotřebí určit hmotnostní tok kondenzátu přitékajícího do vytknutého objemového elementu:

$$\dot{m} = \int_0^{\delta} \rho_f \cdot u \cdot dy \quad (4.23)$$

Kde lze po integraci psát:

$$\dot{m} = \rho_f \cdot u \cdot \delta \quad (4.24)$$

Za rychlost u dosadíme řešení rovnice 4.19 a po úpravě píšeme:

$$\dot{m} = \frac{(\rho_f - \rho_p) \cdot g \cdot \delta^3}{3 \cdot \nu_f} \quad (4.25)$$

Dále se vyjádří změna hmotnostního toku kondenzátu, která se tvoří v důsledku pokračující kondenzace do filmu kondenzátu z prostředí syté páry, což způsobuje nárůst zmíněné tloušťky filmu kondenzátu následovně:

$$d\dot{m} = \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} \cdot dx = \frac{\partial \dot{m}}{\partial \delta} \cdot \frac{d\delta}{dx} = \frac{(\rho_f - \rho_p) \cdot g \cdot \delta^2}{\nu_f} \cdot d\delta \quad (4.26)$$

Toto množství kondenzátu vzniká, protože se uvolňuje latentní teplo, a dochází tak k fázové přeměně. Latentní teplo uvolňované hmotnostním množstvím $d\dot{m}$ lze zapsat ve tvaru:

$$d\dot{Q} = l'_{23} \cdot d\dot{m} \quad (4.27)$$

Dle obrázku 9 a 10 platí, že tepelný tok $d\dot{Q}$ je uvažován přes plochu o šířce stěny b , kde pro $b = 1$ m, je možné psát:

$$d\dot{Q} = \dot{q} \cdot dS = \dot{q} \cdot dx \cdot 1 \quad (4.28)$$

Tepelný tok uvolňovaný při kondenzaci, musí projít celou vrstvou filmu kondenzátu, a tvoří tak již zmíněný tepelný odpor vůči přenosu tepla vedením. Za předpokladu, že je rychlost stékání kondenzátu přibližně nulová, lze psát:

$$d\dot{Q} = \frac{T_{sat} - T_s}{\frac{\delta}{\lambda_f}} \cdot dx \cdot 1 = l'_{23} \cdot d\dot{m} \quad (4.29)$$

Upravením získáme opět hmotnostní tok kondenzátu:

$$d\dot{m} = \frac{\lambda_f}{\delta} \cdot \frac{1}{l'_{23}} \cdot (T_{sat} - T_s) \cdot dx \quad (4.30)$$

Následným porovnáním rovnic hmotnostního toku kondenzátu $d\dot{m}$ viz rovnice 4.26 a 4.30,

$$\frac{(\rho_f - \rho_p) \cdot g \cdot \delta^2}{\nu_f} = \frac{\lambda_f}{\delta} \cdot \frac{1}{l'_{23}} \cdot (T_{sat} - T_s) \quad (4.31)$$

získáme diferenciální rovnici pro tloušťku filmu kondenzátu jako funkci vzdálenosti podél stěny. Jejím řešením pro okrajovou podmínku ($x = 0$, kde je $\delta = 0$) dostaneme:

$$\delta_x = \left[\frac{4 \cdot \lambda_f \cdot \nu_f \cdot (T_{sat} - T_s) \cdot x}{g \cdot l_{23} \cdot (\rho_f - \rho_p)} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (4.32)$$

Součinitel přestupu tepla α_x se určí na základě rovnosti konvektivní složky tepla z platnosti Newtonova ochlazovacího zákona a přenosu tepla vedením latentního tepla přes film kondenzátu z platnosti Fourierova zákona:

$$\dot{q} = -\lambda_f \cdot \frac{dT}{dy} \Big|_{y=0} = \alpha_x \cdot (T_{sat} - T_s) \quad (4.33)$$

A protože teplotní profil je ve filmu lineární, platí:

$$\frac{\lambda_f \cdot (T_{sat} - T_s)}{\delta} = \alpha_x \cdot (T_{sat} - T_s) \quad (4.34)$$

Lokální hodnota součinitele přestupu tepla pro laminární film na vertikální stěně se zahrnutím modifikovaného výparného tepla l'_{23} (viz rovnice 3.40) je poté:

$$\alpha_x = \frac{\lambda_f}{\delta} = \left[\frac{g \cdot l'_{23} \cdot (\rho_f - \rho_p) \cdot \lambda_f^3}{4 \cdot \nu_f \cdot (T_{sat} - T_s) \cdot x} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (4.35)$$

Pro lokální Nusseltovo číslo pak platí:

$$Nu_x = \frac{\alpha_x \cdot D_x}{\lambda} = 0,707 \cdot \left[\frac{g \cdot l'_{23} \cdot (\rho_f - \rho_p) \cdot x^3}{\nu_f \cdot \lambda_f \cdot (T_{sat} - T_s)} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (4.36)$$

Hodnota středního součinitele přestupu tepla na stěně o výšce L je poté:

$$\bar{\alpha}_L = \frac{1}{L} \cdot \int_0^L \alpha_x \cdot dx = \frac{4}{3} \cdot \alpha_L \quad (4.37)$$

Výsledný součinitel přestupu tepla pro vertikální desku, na které stéká laminární mezní vrstva filmového kondenzátu na základě Nusseltova popisu je:

$$\bar{\alpha}_L = 0,943 \cdot \left[\frac{g \cdot l'_{23} \cdot (\rho_f - \rho_p) \cdot \lambda_f^3}{\nu_f \cdot (T_{sat} - T_s) \cdot L} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (4.38)$$

A pro střední Nusseltovo číslo³ pak platí:

³ Použitím rovnice 4.39 bylo experimentálně dokázáno Chenem [105], že je chyba menší než 3 % platná v rozsahu $1 \leq Pr \leq 100$ a $Ja \leq 0,1$ [13]

$$\bar{Nu}_L = \frac{\bar{\alpha}_L \cdot D_L}{\lambda} = 0,943 \cdot \left[\frac{g \cdot l'_{23} \cdot (\rho_f - \rho_p) \cdot L^3}{\nu_f \cdot \lambda_f \cdot (T_{sat} - T_s)} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (4.39)$$

pozn. tento vztah lze psát i v jiné podobě:

$$\bar{Nu}_L = 0,943 \cdot \left[\underbrace{\left(\frac{g \cdot L^3}{\nu_f^2} \cdot \frac{(\rho_f - \rho_p)}{\rho_f} \right)}_{I.} \cdot \underbrace{\frac{(\nu_f \cdot \rho_f \cdot c_{p(k)})}{\lambda_f}}_{II.} \cdot \underbrace{\frac{l'_{23}}{c_{p(k)} \cdot (T_{sat} - T_s)}}_{III.} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (4.40)$$

Kde skupina *I.* je Archimedovo číslo, skupina *II.* je Prandtlovo číslo a skupina *III.* se nazývá kritérium fázové přeměny, značí se písmenem *K*, pak lze rovnici 4.40 přepsat do tvaru:

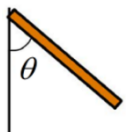
$$\bar{Nu}_L = 0,943 \cdot (Ar \cdot Pr_f \cdot K)^{\frac{1}{4}} \quad (4.41)$$

Bylo experimentálně potvrzeno, že hodnoty součinitele přestupu tepla jsou o cca 20 % vyšší než ty, které se určí podle rovnice 4.41. To je dáno chováním filmu kondenzátu, který má při stékání zvlněný povrch, kde je jeho tloušťka δ ve skutečnosti menší, a tím dochází ke zvětšení přestupu tepla vlivem menšího tepelného odporu. Proto se předchozí vztah doporučuje modifikovat na následující tvar:

$$\bar{Nu}_L = 1,03 \cdot (Ar \cdot Pr_f \cdot K)^{\frac{1}{4}} \quad (4.42)$$

Vliv úhlu sklonu stěny

Pro šikmé desky skloněné pod úhlem θ je poté možné nahradit g v rovnici 4.38 za $g \cdot \cos(\theta)$. Musí se však používat s opatrností pro větší hodnoty θ , rovněž je zde omezení pro $\theta = \pi/2$. [13], [24]



Obrázek 11 – Sklon vertikální stěny pod úhlem θ

4.2.2 Přestup tepla u filmové kondenzace na vertikální stěně – turbulentní proudění

Vzhledem k obtížnému matematickému popisu toho, co se děje v laminárním zvlněném a turbulentním filmu, jsou zde použity experimentálně ověřené korelace, které se přibližují chování filmu kondenzátu právě v těchto oblastech. Přechodové Reynoldsovo číslo může být vyjádřeno pomocí rovnice 4.24, jako [13]:

$$Re_\delta = \frac{4 \cdot \Gamma}{\mu_f} = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\mu_f \cdot b} = \frac{4 \cdot \rho_f \cdot \bar{u} \cdot \delta}{\mu_f} \quad (4.43)$$

Kde je hodnota b dána:

- $b = b \rightarrow$ pro vertikální nebo skloněnou stěnu
- $b = 2 \cdot L \rightarrow$ pro horizontální trubku o délce L
- $b = \pi \cdot D \rightarrow$ pro vertikální trubku o vnějším průměru D

Pro laminární oblast platnosti $Re \leq 30$ můžeme pomocí kombinace rovnice 4.25 a 4.43, psát:

$$Re_\delta = \frac{4 \cdot g \cdot \rho_f \cdot (\rho_f - \rho_p) \cdot \delta^3}{3 \cdot \mu_f^2} \quad (4.44)$$

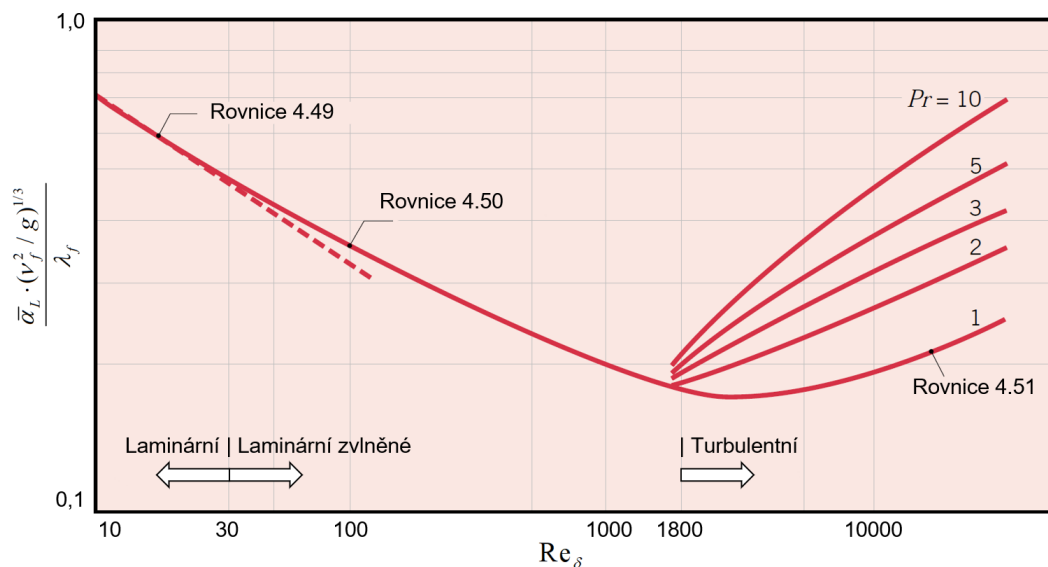
Vzhledem k tomu, že $\rho_f \gg \rho_p$, tak lze poté upravením rovnice 4.32 a 4.38 vyjádřit předchozí rovnici 4.43 ve smyslu upraveného Nusseltova čísla, kde jsou platné následující korelace [13]:

$$\frac{\bar{\alpha}_L \cdot (v_f^2 / g)^{1/3}}{\lambda_f} = 1,47 \cdot Re_\delta^{-1/3} \rightarrow Re_\delta \leq 30 \quad (4.45)$$

$$\frac{\bar{\alpha}_L \cdot (v_f^2 / g)^{1/3}}{\lambda_f} = \frac{Re_\delta}{1,08 \cdot Re_\delta^{1,22} - 5,2} \rightarrow 30 \leq Re_\delta \leq 1800 \quad (4.46)$$

$$\frac{\bar{\alpha}_L \cdot (v_f^2 / g)^{1/3}}{\lambda_f} = \frac{Re_\delta}{8750 + 58 \cdot Pr_f^{-0,5} \cdot (Re_\delta^{0,75} - 253)} \rightarrow Re_\delta \geq 1800 \quad (4.47)$$

Znázornění výše uvedených korelací se nachází v následujícím obrázku 12 a jsou podloženy experimentem od Gregoriga [25] pro rozsah hodnot: $1 < Re_\delta < 7200$.



Obrázek 12 – Modifikované Nusseltovo číslo pro kondenzaci na vertikální stěně, upraveno z: [13]

Reynoldsovo číslo v rovnicích 4.45 až 4.47 je spojeno s tloušťkou filmu, která existuje na spodní straně kondenzačního povrchu, $x = L$.

Použitím *rovnice 4.43* dostáváme střední hodnotu součinitele přestupu tepla⁴:

$$\bar{\alpha}_L = \frac{Re_\delta \cdot \mu_f \cdot l'_{23}}{4 \cdot L \cdot (T_{sat} - T_s)} \quad (4.48)$$

Vyjádřením středního součinitele přestupu tepla z *rovníc 4.45 až 4.47* a dosazením do *rovnice 4.48*, získáme:

$$Re_\delta = 3,78 \cdot \left[\frac{\lambda_f \cdot L \cdot (T_{sat} - T_s)}{\mu_f \cdot l'_{23} \cdot (v_f^2 / g)^{1/3}} \right]^{3/4} \rightarrow Re_\delta \leq 30 \quad (4.49)$$

$$Re_\delta = \left[\frac{3,70 \cdot \lambda_f \cdot L \cdot (T_{sat} - T_s)}{\mu_f \cdot l'_{23} \cdot (v_f^2 / g)^{1/3}} + 4,8 \right]^{0,82} \rightarrow 30 \leq Re_\delta \leq 1800 \quad (4.50)$$

$$Re_\delta = \left[\frac{0,069 \cdot \lambda_f \cdot L \cdot (T_{sat} - T_s)}{\mu_f \cdot l'_{23} \cdot (v_f^2 / g)^{1/3}} \cdot Pr_f^{0,5} - 151 \cdot Pr_f^{0,5} + 253 \right]^{4/3} \rightarrow Re_\delta \geq 1800 \quad (4.51)$$

Je zde rovněž možné použití semiempirické korelace odvozené Chunem a Kimem [26], platné pro větší rozsah Reynoldsova čísla $10 < Re_\delta < 3,1 \cdot 10^4$ [19]:

$$\bar{\alpha}_L = \left[\frac{g \cdot \rho_f \cdot (\rho_f - \rho_p) \cdot \lambda_f^3}{\mu_f^2} \right]^{1/3} \cdot \left(1,33 \cdot Re_\delta^{-1/3} + 9,56 \cdot 10^{-6} \cdot Re_\delta^{0,89} \cdot Pr_f^{0,94} + 8,22 \cdot 10^{-2} \right) \quad (4.52)$$

Výše uvedená korelace je dále platná pro $1,75 < Pr_f < 5,0$ viz *obrázek 12*, kde je zřejmé, že Prandtlovo číslo je důležité při turbulentním režimu proudění [19]:

- Pro malá Prandtlova čísla by měl být vertikální povrch co nejkratší (tj. nízké Re_δ) pro umožnění dobrého přenosu tepla
- Naopak, pro velká Prandtlova čísla by měl být vertikální povrch co nejdelší (tj. vysoké Re_δ) pro umožnění dobrého přenosu tepla v turbulentní oblasti

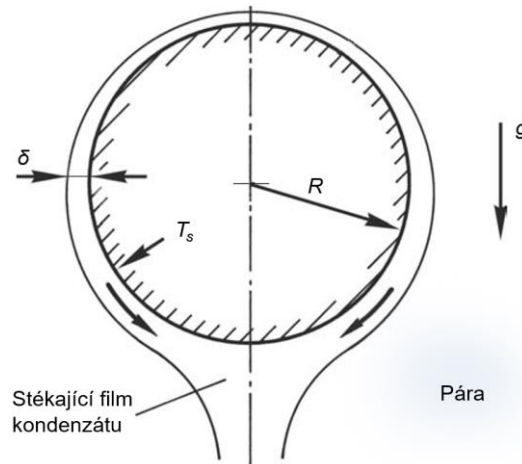
4.2.3 Přestup tepla u filmové kondenzace na vertikální trubce

Poznatky týkající se filmové kondenzace na vertikální stěně lze aplikovat na vertikální trubku, která se právě přibližuje chování stěny při stékání filmu kondenzátu z toho důvodu, že poloměr trubky $R \gg \delta$. Poté je tedy možné pro určení součinitele přestupu tepla na vertikální trubce použít *rovnice 4.49 až 4.51*, kde určíme Re_δ , které bude platné ve svém rozsahu a následně jej dosadíme do *rovnice 4.48*. [13]

⁴ Při řešení konkrétního problému se vyřeší *rovnice 4.49 až 4.51*, kde dostaneme tři možné hodnoty Reynoldsova čísla, kde správná hodnota je ta, která spadá do rozsahu intervalu čísla Re_δ . [13]

4.2.4 Přestup tepla u filmové kondenzace na horizontální trubce

Součinitel přestupu tepla pro horizontální trubku je formálně shodný se vztahem pro vertikální stěnu, pouze namísto výšky stěny L se používá vnější průměr trubky D a objeví se jiná konstanta.



Obrázek 13 – Filmová kondenzace na horizontální trubce s kontinuálním stékáním filmu kondenzátu, upraveno z: [27]

Střední součinitel přestupu tepla při kondenzaci vrstveného filmu na vnější straně povrchu koule nebo horizontální trubky může být vyjádřen jako [13]:

$$\bar{Nu}_D = 0,729 \cdot \left[\frac{g \cdot l'_{23} \cdot (\rho_f - \rho_p) \cdot D^3}{\nu_f \cdot \lambda_f \cdot (T_{sat} - T_s)} \right]^{\frac{1}{4}} \rightarrow \bar{\alpha}_D = c \cdot \left[\frac{g \cdot l'_{23} \cdot (\rho_f - \rho_p) \cdot \lambda_f^3}{\nu_f \cdot (T_{sat} - T_s) \cdot D} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (4.53)$$

Kde hodnota c představuje konstantu pro: kouli = 0,826 a trubku = 0,729.

Volba uspořádání trubek – vertikální nebo horizontální

Pro optimální přenos tepla při kondenzaci je vhodné uspořádat trubky horizontálně, kde s použitím rovnic 4.39 a 4.53, lze psát:

$$\frac{\alpha_{hor}}{\alpha_{ver}} = \frac{\bar{Nu}_D}{\bar{Nu}_L} = \frac{0,729}{0,943} \cdot \frac{L^{\frac{1}{4}}}{D^{\frac{1}{4}}} = 0,7731 \cdot \left(\frac{L}{D} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (4.54)$$

Pro hodnotu, kde je $\alpha_{hor} = \alpha_{ver}$ je poměr $L/D = 2,8$, z čehož lze následně vyvodit, že [24]:

- Pro poměr $L/D < 2,8$ je vhodnější vertikální uspořádání
- Pro poměr $L/D > 2,8$ je vhodnější horizontální uspořádání

4.2.5 Přestup tepla u filmové kondenzace na horizontální žebrované trubce

Pro výpočet součinitele přestupu tepla na vnějším povrchu horizontálních trubek s vyválnovanými žebry podle *obrázku 14* je možné použít následující vztah [28]:

$$\bar{\alpha}_z = \bar{\alpha}_D \cdot A_z \quad (4.55)$$

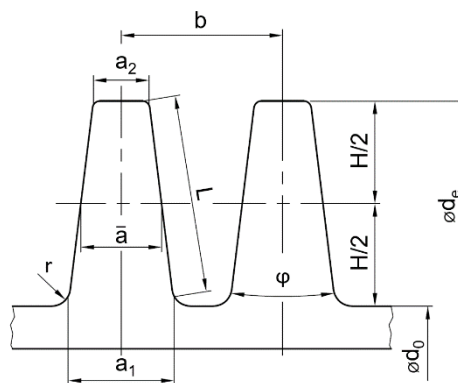
Kde hodnota středního součinitele přestupu tepla pro horizontální trubku je dána *rovnicí 4.53*. Konstanta A_z charakterizující žebro je dána:

$$A_z = 0,641 \cdot \left[\frac{b-a_1}{b} + \frac{a_2}{b} \cdot \left(\frac{d_e}{d_o} \right)^{0,75} \cdot \operatorname{tgh} \sqrt{\frac{a_1 \cdot b}{H \cdot (b-a_1)} \cdot \left(\frac{a_2 \cdot d_o}{a_1 \cdot d_e} \right)^{0,2}} + \right. \\ \left. + \frac{(d_e + d_o) \cdot L}{d_o \cdot b} \cdot \left(\frac{4 \cdot d_o \cdot H}{\pi \cdot (d_e + d_o) \cdot L} \right)^{0,25} \cdot \operatorname{tgh} \sqrt{\frac{2 \cdot a_1 \cdot b}{H \cdot (b-a_1)} \cdot \left(\frac{\bar{a} \cdot d_o}{a_1 \cdot d_e} \right)^{0,2}} \right] \quad (4.56)$$

Kde:

$$\bar{a} = \frac{(a_1 + a_2)}{2}; \quad L = \sqrt{H^2 + \left(\frac{a_1 - a_2}{2} \right)^2} \quad (4.57)$$

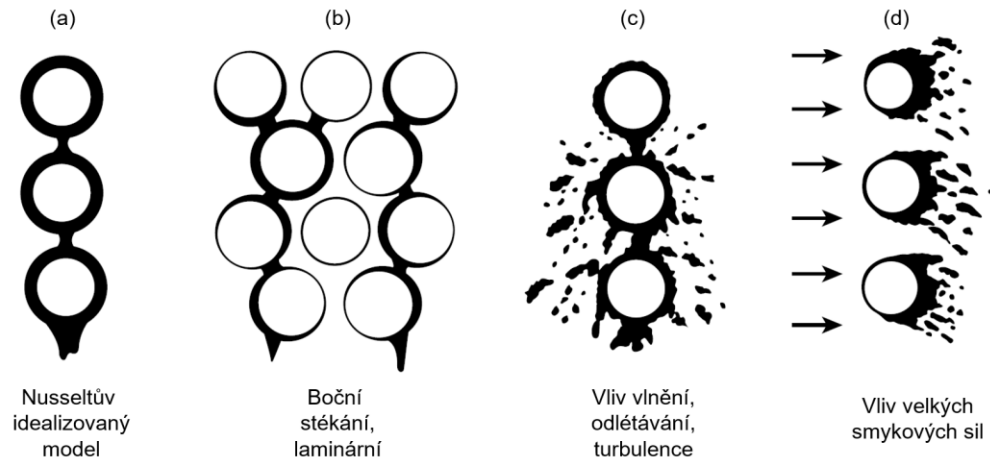
pozn. následující rozměry žebrované trubky na *obrázku 14* byly používány v tehdejší ČKD Praha, kde: $b = 1,25$ mm, $d_e = 20$ mm, $H = 1,38$ mm, $d_o = 17,2$ mm, $\varphi = 20^\circ$, $r = 0,3$ mm, $S_e / S_i = 3,6$. Konstanta A_z charakterizující žebro je v tomto případě $A_z = 1,59$.



Obrázek 14 – Tvar profilu žebra na stěně trubky, upraveno z: [28]

4.2.6 Přestup tepla u filmové kondenzace v trubkovém svazku horizontálních trubek

Dle Nusseltova ideálního modelu laminárního proudění stéká souvislá vrstva kondenzátu. V reálném případě záleží na poměru rozteče k průměru trubek, a na tom, zda jsou uspořádány za sebou nebo vystřídaně viz *obrázek 16*.



Obrázek 15 – Filmová kondenzace na vertikální řadě horizontálních trubek: (a) s kontinuálním stékáním kondenzátu, (b) s bočním stékáním souvislého filmu kondenzátu, (c) se stékáním v oblasti $Re_\delta > 30$, (d) s převládajícím smykovým napětím vlivem nucené konvekce, upraveno z: [27]

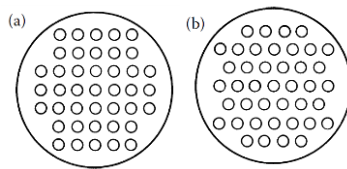
Pro vertikální řadu horizontálních trubek, kde se předpokládá, že kondenzát stéká v souvislém filmu viz *obrázek 15– (b)*, je hodnota středního součinitele přestupu tepla [13]:

$$\bar{\alpha}_{D_N} = 0,729 \cdot \left[\frac{g \cdot l'_{23} \cdot (\rho_f - \rho_p) \cdot \lambda_f^3}{\nu_f \cdot (T_{sat} - T_s) \cdot D \cdot N} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (4.58)$$

Nebo:

$$\bar{\alpha}_{D_N} = \bar{\alpha}_D \cdot N^{-1/4} \quad (4.59)$$

S narůstajícím počtem N trubek za sebou uspořádaných, klesá hodnota středního součinitele přestupu tepla, vzhledem k tomu, že dochází k mírnému nárůstu tloušťky filmu kondenzátu δ .



Obrázek 16 – Uspořádání svazků trubek⁵: v řadě za sebou (a), vystřídane za sebou (b) [27]

V případě rovnice 4.58 resp. 4.59 jsou zanedbány dva následující vlivy [13]:

- Přenos tepla ve stékajícím filmu kondenzátu mezi trubkami
- Vliv hybnosti, když film kondenzátu stéká působením gravitace

Dle Chenova [29] experimentu bylo zjištěno, že pro $Ja < 0,1$ výše zanedbané účinky zvyšují přenos tepla o necelých 15 %. Což je dáno tím, že v reálných aplikacích nedochází ani tak k souvislému stékání filmu kondenzátu, ale spíše k jeho skapávání viz obrázek 15 – (c). Skapávání kondenzátu způsobuje snižování tloušťky kondenzátu δ a vznik turbulencí, které tak navyšují přenos tepla. [13]

Na základě provedeného experimentu, lze předešlou rovnici 4.59 upravit do následujícího tvaru, který lépe popisuje skapávání kondenzátu v horizontální řadě trubek [16]:

$$\bar{\alpha}_{D-N} = \bar{\alpha}_D \cdot N^{-0,157} \quad (4.60)$$

A pro vystřídane rozložení svazku trubek Eissenberg [30] experimentálně stanovil následující korelaci:

$$\bar{\alpha}_{D-N} = \bar{\alpha}_D \cdot (0,60 + 0,42 \cdot N^{-1/4}) \quad (4.61)$$

4.3 Přestup tepla u filmové kondenzace vodní páry nucenou konvekcí

Pro přestup tepla při kondenzaci nasycených par nucenou konvekcí je charakteristické, že převládá smykové napětí nad gravitačními silami, které lze zanedbat. Pokud bude ovšem vliv působení gravitace i smykového napětí významný, je poté součinitel přestupu tepla určen následovně:

$$\bar{\alpha}_L = (\alpha_g^2 + \alpha_\tau^2)^{1/2} \quad (4.62)$$

Kde α_g je střední hodnota přestupu tepla pro převládání gravitačních sil a α_τ je střední hodnota přestupu tepla pro převládání smykového napětí.

⁵ V uspořádání v řadě za sebou je u obrázku 16 (a) konkrétně 5 sloupců o 7 trubkách a 2 sloupce o 3 trubkách. Toto uspořádání by bylo přibližně ekvivalentní 7 sloupcům po 6 trubkách, pak je $N = 6$, nebo se hodnota N určí pro daný počet trubek v každém sloupci zvlášť. Stejně je tomu tak i u vystřídaneho uspořádání na obrázku 16 (b). [27]

4.3.1 Přestup tepla u filmové kondenzace na vertikální stěně a trubce

Lokální rychlost kondenzátu lze vyjádřit v závislosti na smykovém napětí [19]:

$$v_x = \frac{\tau_p}{\mu_f} \cdot y \quad (4.63)$$

Pokud τ_p zůstane konstantní, resp. nezávislý na x , pak je hodnota středního Nusseltova čísla:

$$\bar{Nu}_L = \frac{\bar{\alpha}_L \cdot D_L}{\lambda_f} = 1,04 \cdot \left[\frac{\tau_p \cdot l_{23} \cdot \rho_f \cdot L^2}{\nu_f \cdot \lambda_f \cdot (T_{sat} - T_s)} \right] \quad (4.64)$$

Nebo vyjádřením pomocí Reynoldsova čísla:

$$\bar{\alpha}_L = 2,2 \cdot \left[\frac{g \cdot \rho_f \cdot (\rho_f - \rho_p) \cdot \lambda_f^3}{\mu_f^2} \right]^{\frac{1}{3}} \cdot (\tau_p^*)^{0,5} \cdot Re_\delta^{-0,5} \quad (4.65)$$

Kde τ_p^* je bezrozměrné smykové napětí, které je dáno:

$$\tau_p^* = \frac{\rho_f \cdot \tau_p}{\left[\rho_f \cdot (\rho_f - \rho_p) \cdot \mu_f \cdot g \right]^{2/3}} \quad (4.66)$$

V reálných situacích se rychlost vodní páry mění v závislosti na poloze podél stěny a mezifázové smykové napětí tak není konstantní, poněvadž je odebrána hmota v důsledku kondenzace. Rychlost vodní páry závisí na rychlosti kondenzace a na jakýchkoliv změnách průřezu v oblasti průtoku vodní páry. Pro malé rychlosti kondenzace může být mezifázové smykové napětí aproximováno:

$$\tau_p = 0,5 \cdot f \cdot \rho_p \cdot v_p^2 \quad (4.67)$$

Kde faktor tření f závisí na lokálním Reynoldsově čísle „vlnitosti“ filmu a jakékoliv změně hybnosti v důsledku vývoje proudění ve filmu kondenzátu, lze ho určit např. z: [27].

Následující výraz popisuje střední Nusseltovo číslo s předpokladem, že v_p je konstantní:

$$\bar{Nu}_L = \tilde{Re}_\delta^{0,5} = \left(\frac{\rho_f \cdot v_p \cdot L}{\mu_f} \right)^{0,5} \quad (4.68)$$

Kde Re_δ je dvoufázové Reynoldsovo číslo zahrnující vlastnosti filmu kondenzátu a rychlost vodní páry.

V případě proměnné rychlosti proudění vodní páry je řešení složitější. Rohsenow [31] zkoumal vliv smykových napětí na přechod z laminární do turbulentního proudění, kde pro $\tau_p^* < 11$ odvodil následující výraz pro přechodné Reynoldsovo číslo:

$$\text{Re}_{tr} = 1800 - 246 \cdot \left(1 - \frac{\rho_p}{\rho_f}\right)^{1/3} \cdot \tau_p^* + 0,667 \cdot \left(1 - \frac{\rho_p}{\rho_f}\right) \cdot (\tau_p^*)^3 \quad (4.69)$$

Při vysokých rychlostech vodní páry se zvyšuje bezrozměrné smykové napětí τ_p^* a přechod na turbulentní režim nastává již při menších hodnotách Reynoldsova čísla.

Cess [32] upravil případ, kde nepůsobí žádná tíhová síla (vertikální nebo horizontální deska, kde je rychlost vodní páry v_∞ velmi velká, a výsledné mezifázové smykové napětí dominuje přenosu tepla).

Zanedbání podmínek⁶ zrychlení v rovnici hybnosti (pohybová rovnice viz rovnice 4.9) a podmínky konvekce v energetické rovnici (rovnice tepelné energie viz rovnice 4.13) se získají pomocí dvou asymptotických vztahů smykových napětí následující přibližné hodnoty asymptotického vyjádření pro lokální součinitel přestupu tepla [19]:

- Mezní hodnota nulové kondenzace (tj. nízký tok)

$$\text{Nu}_x \cdot \tilde{\text{Re}}_x^{-0,5} = 0,436 \cdot G^{-1/3} \quad (4.70)$$

- Nekonečný limit rychlosti kondenzace (tj. vysoký tok)

$$\text{Nu}_x \cdot \tilde{\text{Re}}_x^{-0,5} = 0,5 \quad (4.71)$$

Kde:

$$G = \left(\frac{\lambda_f \cdot (T_{sat} - T_s)}{\mu_f \cdot l'_{23}} \right) \cdot \left(\frac{\rho_f \cdot \mu_f}{\rho_p \cdot \mu_p} \right)^{0,5} \quad (4.72)$$

Rose [33] poté analyzoval všechny výše zmíněné předpoklady a doporučuje následující výraz pro střední Nusseltovo číslo [19]:

$$\bar{\text{Nu}}_L \cdot \tilde{\text{Re}}_\delta^{-0,5} = 2 \cdot K \cdot \left[1 + \left(\frac{\sqrt{2}}{3} \cdot K \right)^4 \cdot F_L \right]^{1/4} \quad (4.73)$$

Kde jednotlivé součinitele jsou dány:

⁶ Koh [106] uvažoval výše zmíněné (zanedbané) podmínky, a ukázalo se, že pro většinu praktických případů mohou být zanedbány (podobně jako u přirozené konvekce).

$$K = 0,436 \cdot \left[\frac{1,508}{(1 + H / \text{Pr}_f)^{3/2}} + \frac{1}{G} \right]^{1/3} \quad (4.74)$$

$$F_L = \frac{\mu_f \cdot l'_{23} \cdot g \cdot L}{\lambda_f \cdot (T_{sat} - T_s) \cdot v_\infty^2} \quad (4.75)$$

$$H = \frac{c_{p(k)} \cdot (T_{sat} - T_s)}{l'_{23}} \quad (4.76)$$

4.3.2 Přestup tepla u filmové kondenzace na horizontální trubce

Pokud se vodní pára obklopující horizontální trubku nuceně pohybuje, tak jsou zde dva důležité účinky, které ovlivňují proces přenosu tepla [19]:

- Povrchové smykové napětí mezi vodní párou a filmem kondenzátu ovlivňuje tloušťku vrstvy kondenzátu δ (proto musí být známo lokální pole proudění vodní páry)
- Vliv oddělení vodní páry narušuje průtok kondenzátu za oddělovacím bodem

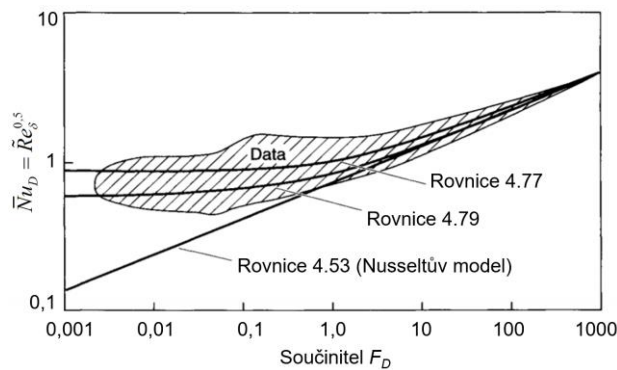
$$\bar{Nu}_D = \tilde{Re}_\delta^{0,5} \cdot \left(\frac{0,9 + 0,728 \cdot F_D^{1/2}}{(1 + 3,44 \cdot F_D^{1/2} + F_D)^{1/4}} \right) \quad (4.77)$$

Kde součinitel F_D je dán:

$$F_D = \frac{\mu_f \cdot l'_{23} \cdot g \cdot D}{\lambda_f \cdot (T_{sat} - T_s) \cdot v_\infty^2} \quad (4.78)$$

Následující rovnice je konzervativnější, zanedbává totiž přenos tepla za oddělovacím bodem [27]:

$$\bar{Nu}_D = 0,416 \cdot \tilde{Re}_D^{0,5} \cdot \left[1 + (1 + 9,47 \cdot F_D)^{0,5} \right]^{0,5} \quad (4.79)$$



Graf 4 – Srovnání experimentálních dat s několika modely popisující kondenzaci na horizontální trubce, upraveno z: [19]

Dle grafu 4 vyplývá, že rovnice 4.77 přibližuje výsledek Nusselta při nízké rychlosti vodní páry ($F_D \rightarrow \infty$), a dává tak dostatečnou hodnotu středního součinitele přestupu tepla pro většinu praktických situací nucené konvekce.

4.3.3 Přestup tepla při filmové kondenzaci v trubkovém svazku horizontálních trubek

McNaught [34] navrhl, že kondenzace na straně pláště může být řešena jako dvoufázová nucená konvekce. Součinitel přestupu tepla u filmové kondenzace pro vertikální řadu horizontálně uložených trubek viz obrázek 15(c) vychází z rovnice 4.62, kde se určí zvlášť složka přestupu tepla s dominantní gravitační silou, a zvlášť složka přestupu tepla s dominantním působením smykového napětí: [27]

$$\bar{\alpha}_N = (\alpha_g^2 + \alpha_\tau^2)^{1/2} \quad (4.80)$$

Kde:

$$\bar{\alpha}_g = \alpha_f \cdot \left[N^{5/6} - (N-1)^{5/6} \right] \quad (4.81)$$

$$\alpha_\tau = 1,26 \cdot \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0,78} \cdot \alpha_f \quad (4.82)$$

Kde X_{tt} je Lockhart-Martinelliho parametr, definovaný jako [19]:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x_p}{x_p} \right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_p}{\rho_f} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu_f}{\mu_p} \right)^{0,1} \quad (4.83)$$

A hodnota součinitele přestupu tepla ve filmu kondenzátu α_f je dána:

$$\alpha_f = c \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \text{Re}^m \cdot \text{Pr}^n \quad (4.84)$$

Kde parametry [15]: c , m , n jsou závislé na typu proudění okolo svazku trubek [19].

4.4 Kapková kondenzace

U kapkové kondenzace je součinitel přestupu tepla α řádově větší než u filmové kondenzace viz úvodní *graf 3* na začátku *kapitoly 4*. Největší část tepla je předána právě prostřednictvím kapiček o průměru menším než 100 μm [13]. Poměr mezi největší a nejmenší kapičkou vodní páry je okolo 10^6 [16]. Jakmile dojde k vytvoření kapek, které jsou zpočátku stabilní, avšak působením gravitace nebo smykového napětí se začnou shlukovat, narůstat a pohybovat, nakonec kapky z povrchu ztečou a začnou se opětovně tvořit nové. Pokud dojde k nahromadění kapiček na chladném povrchu, tak nakonec může dojít k vytvoření kapalného filmu kondenzátu. [35]

Griffith [36] doporučuje následující korelace pro určení součinitele přestupu tepla u kapkové kondenzace platné v daném teplotním intervalu saturační teploty [13]:

$$\bar{\alpha} = 51104 + 2044 \cdot T_{sat} \rightarrow 22^\circ\text{C} \leq T_{sat} \leq 100^\circ\text{C} \quad (4.85)$$

$$\bar{\alpha} = 255510 \rightarrow 100^\circ\text{C} \leq T_{sat} \quad (4.86)$$

4.5 Navýšení přenosu tepla u kondenzace

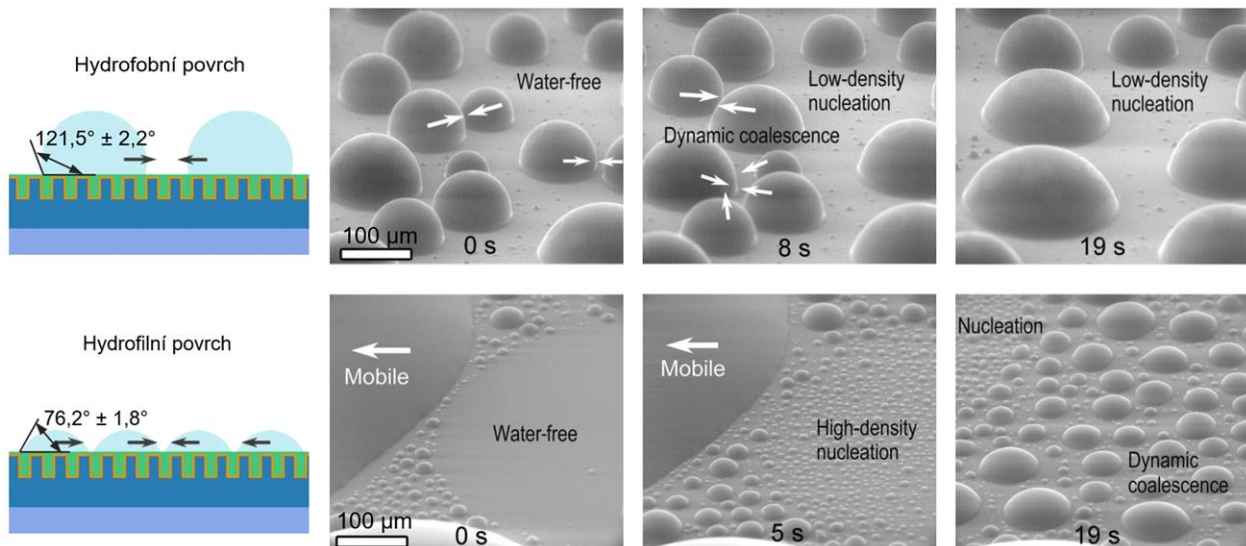
Vzhledem k tomu, že vlivem tvorby kondenzačního filmu na povrchu výměníku klesá přenos tepla vedením z důvodu tepelného odporu, který tvoří kondenzační film. Pro výměníky by z tohoto důvodu bylo optimální, kdyby nastávala pouze kapková kondenzace. Zesílení kondenzace se obecně dosahuje působením povrchového napětí, nebo odváděním kondenzátu z povrchu, to je možné pomocí vhodné geometrie nebo povrchovými úpravami zamezující ulpívání kondenzátu na povrchu výměníku. Pro zesílení přenosu tepla je jednou z možností navýšit teplosměnnou plochu výměníku např. žebrováním a používáním povrchů se zvětšenou plochou trubek (šroubovitě vlnité trubky). [37]

V praxi např. u kondenzátorů páry je proto vhodné používat povrchové úpravy⁷, které zabraňují tvoření filmu a podporují tak tvoření kapek. Nevýhodou je, že povlaky postupně ztrácejí na efektivnosti v důsledku oxidace, znečištění nebo přímého odstranění, a tím později dochází k tvoření filmu kondenzátu. [13]

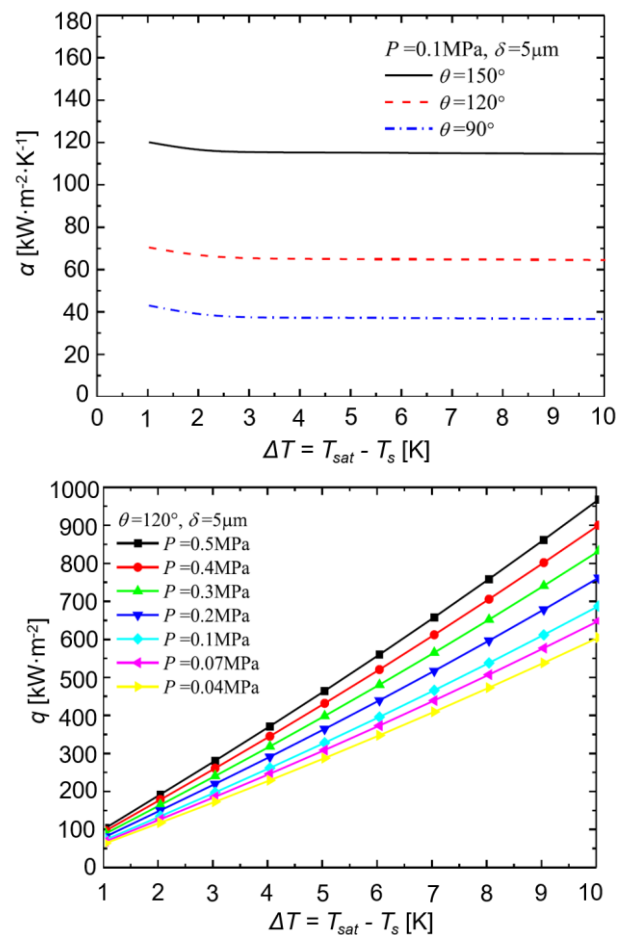
Pro podporu tvorby kapkové kondenzace jsou možné tyto úpravy [16], [37]:

- Na povrch se nanáší speciální nesmáčivá vrstva organických polymerů (např. PTFE (tloušťka vrstvy okolo 0,025 mm))
- Přidávání aditiv do kondenzujícího média vodní páry
- Povlakování povrchu, kde bude docházet ke kondenzaci tenkou vrstvou anorganické sloučeniny, např. kovové deriváty sulfidu
- Pokovování povrchu, kde bude docházet ke kondenzaci chromem nebo tenkou vrstvou ušlechtilého kovu, např. zlato
- Vhodná geometrie povrchu, která omezí tvorbu souvislého filmu kondenzátu

⁷ **Hydrofobní** povrch vodu odpuzuje – kapičky proto svírají větší kontaktní úhel a jsou celkově větší, s menší nukleací kapiček. **Hydrofilní** povrch na sebe vodu váže – kapičky pak svírají menší kontaktní úhel a jsou celkově menší s větší nukleací kapiček. Na *obrázku 17* se pak vpravo nahoře nachází konkrétní hodnoty kontaktních úhlů mezi kapičkou a povrchem.



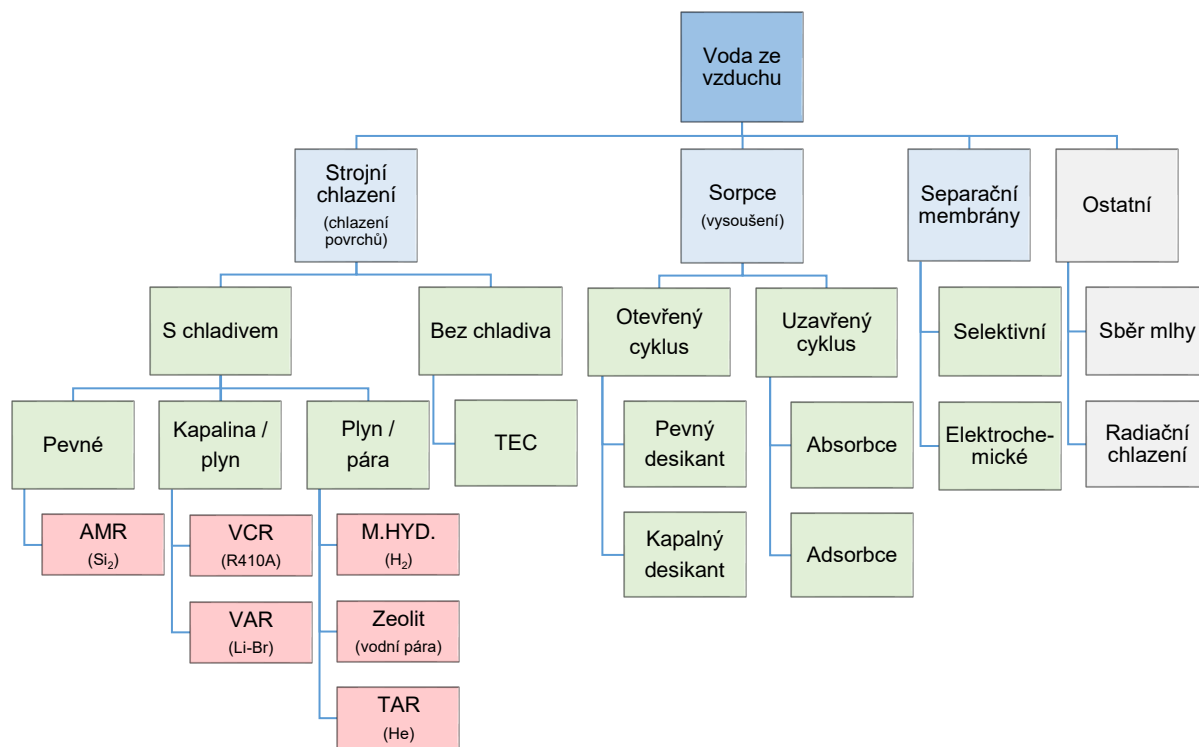
Obrázek 17 – Ukázka průběhu kapkové kondenzace na hydrofilním a hydrofobním povrchu, upraveno z: [38]



Graf 5 – (nahore) střední hodnota součinitele přestupu tepla na horizontální trubce s ohledem na kontaktní úhel kapičky v závislosti na podchlazení ΔT , (dole) hodnota tepelného toku při různých celkových tlacích, upraveno z: [39]

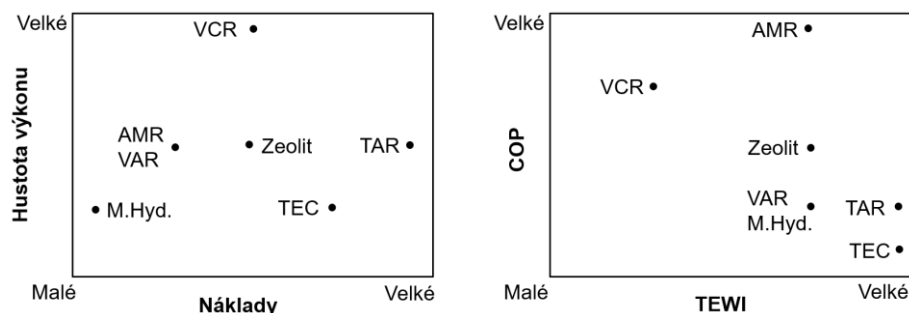
5 Technologické možnosti získávání vody ze vzduchu

V této kapitole budou popsány základní technologické možnosti získávání vody založené na odvlhčování – snižování obsahu vodní páry obsažené ve vzduchu. Základní možné rozdělení technologií na výrobu vody ze vzduchu je uvedeno na *obrázku 18*, který je rozdělen do třech hlavních kategorií založených na získávání vody ze vzdušné vlhkosti.



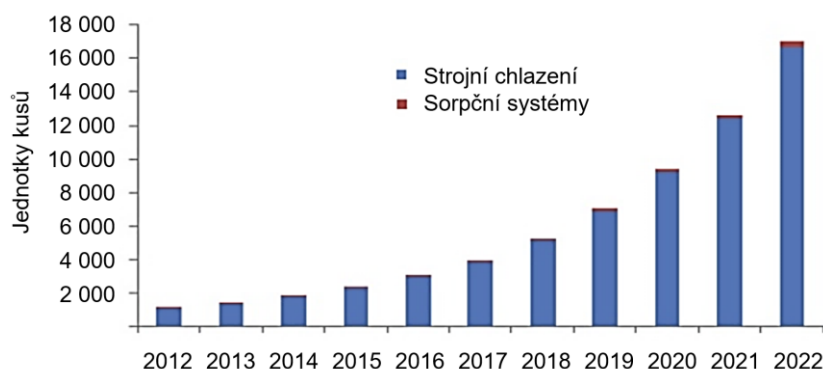
Obrázek 18 – Rozdělení možností získávání vody ze vzduchu, upraveno z [11]

Na následujícím *obrázku 19* je porovnání vybraných systémů z hlediska hustoty výkonu na pořizovacích nákladech a z hlediska topného faktoru COP na faktor TEWI (celkový ekvivalent k oteplování).



Obrázek 19 – Porovnání chladicích systémů, upraveno z: [11]

Ze současného a budoucího průzkumu trhu dle následujícího grafu je patrné, že současný trh je založen převážně na strojním kompresorovém chlazení.



Graf 6 – Velikost trhu AWG zařízení v Evropě, upraveno z: [40]

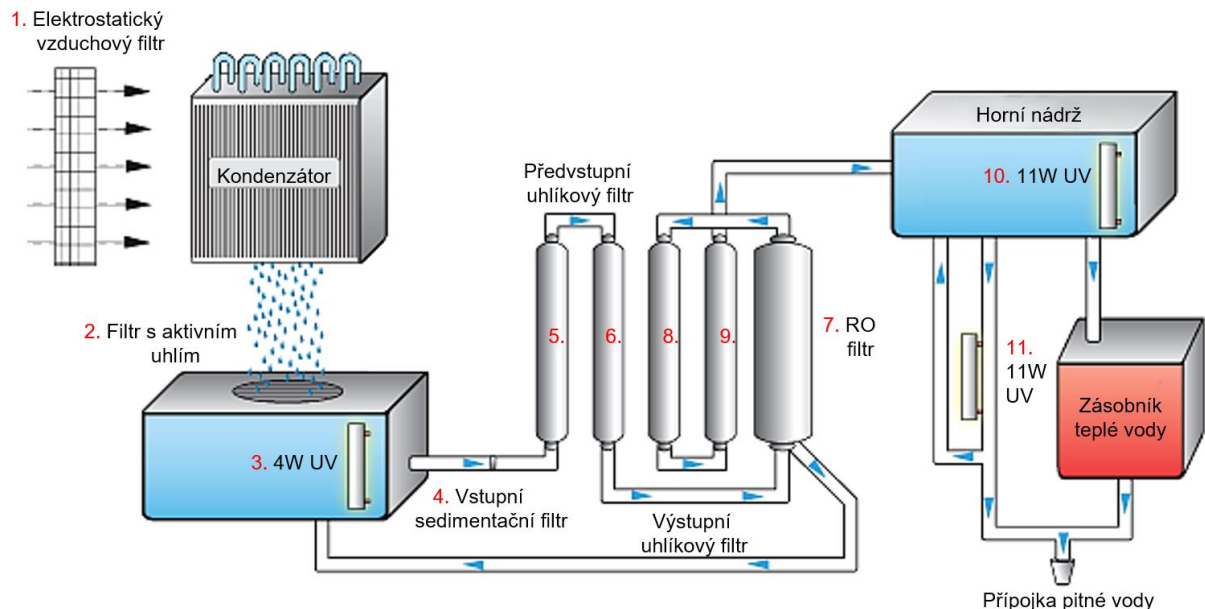
5.1 Základní charakteristiky atmosférického generátoru vody

V současné době jsou nejvíce používány systémy kompresorového chladicího zařízení (VCR) využívající pracovní okruh s chladivem. Vlivem hledání nových způsobů získávání vody, a vzhledem k navyšování energetické účinnosti, v současné době probíhají výzkumy a návrhy jednotlivých zařízení tak, aby se zajistila optimální výroba vody ze vzduchu v závislosti na proměnných venkovních podmínkách pomocí kombinace dílčích technologií (tepelné čerpadlo, desikanty, využívání sluneční energie atp.), které pracují efektivně pospolu viz *obrázek 30* v *kapitole 5.4*.

U konvenčního generátoru vody se strojním chlazením probíhá proces výroby vody tak, že vstupní vlhký vzduch nejprve prochází přes vzduchové filtry, které snižují zanášení výměňkových ploch a opotřebení filtrů na úpravy vody. Vlhký vzduch se ochlazuje vlivem průchodu výměníkem, kde dochází ke kondenzaci vzdušné vlhkosti a tvoří se kapky vody, které gravitačně stékají do kondenzační vany a odtud stékají do zásobníku kondenzátu. Získaný kondenzát je nutné upravit filtrací a mineralizací tak, aby mohl být považován za pitnou vodu dle mezinárodní normy WHO. Po čistících procesech je voda uložena v akumulární nádrži, ve které dochází v určitých časových intervalech k automatickému čištění, aby se zabránilo možnému růstu bakterií.

Lze říci, že vzhledem k poměrně vysokému latentnímu teplu vody jsou energetické nároky na zkondenzování vodní páry obvykle řádově větší než potřebná energie pro úpravu kondenzátu do pitné vody – (viz *tabulka 22* v *kapitole 9.2.2*).

Dle kvantitativní analýzy bylo zjištěno, že přímý dopad rozsáhlého používání technologie na získávání vodní páry ze vzduchu na životní prostředí z hlediska koloběhu vody v přírodě lze považovat za zanedbatelný. [41]



Obrázek 20 – Příklad filtrace vody u atmosférického generátoru vody, upraveno z: [42]

Rozdíl mezi klasickým odvlhčovačem vlhkosti a atmosférickým generátorem vody

Snižování vzdušné vlhkosti odvlhčováním je známá technologie, kde je kladen důraz především na dostupnost vlivem nízkých cen. Zařízení, které je účelně nastaveno tak, aby se optimalizovala produkce vody je poté složitější, kde je kladen důraz na následující vlastnosti: [41]

- Dostatečná kvalita filtrace vzduchu snižující potřebu následných úprav vody
- Speciální povrchové úpravy ploch, které přicházející do styku s kondenzátem
- Integrované zařízení na úpravu vody (např. uhlíková filtrace, úprava ozonem atp.)
- Sofistikované řízení a vyhodnocování aktuálních parametrů přizpůsobujících se optimální produkci vody
- Kvalitní skladování vody
- Protokol zabývající se údržbou a kvalitou vody

pozn. pro klasické odvlhčovací zařízení se používá faktor energetické náročnosti vyjádřený jednotkou [$\text{l} \cdot \text{kWh}^{-1}$], naproti tomu je u zařízení AWG používána reciproční jednotka [$\text{kWh} \cdot \text{l}^{-1}$].

Možnosti použití

- Zálohovací zdroje v případě přírodních katastrof, kde dochází ke kontaminaci podzemní vody
- Mobilní jednotka pro decentralizovaný provoz (např. využití v armádě)
- Vhodné do oblastí s větší teplotou a vlhkostí, přímořské oblasti, ostrovní provoz např. Karibské ostrovy atp. – viz *obrázek 40 v kapitole 6*
- Dále: v kombinaci s desikanty kultivace pouštních oblastí, alternativní doplnění ke klasické vodovodní síti, možný způsob získávání vody v energeticky pasivních budovách

5.1.1 Limitní provozní parametry AWG

Atmosférický generátor vody měří vstupní parametry vzduchu (např. teplotu a vlhkost) a vyhodnocuje, zda je výhodné provozovat jednotku (např. je nastavena hranice od které je efektivní vyrábět vodu ze vzduchu, hranice je dána nastavením energetické náročnosti provozu, která když se překročí, zařízení nebude v provozu). Povrchová teplota chladiče je pak v závislosti na průtoku vzduchu přes chladič nastavena tak, aby výstupní teplota vzduchu byla optimální.

Limitní provozní teplota AWG

Cílený chladicí bod by měl být nastaven v takovém rozsahu, aby se dosáhlo potřebného ochlazení vzduchu na teplotu mírně pod rosným bodem. Z toho důvodu je také odcházející vzduch z jednotky plně nasycený. Zároveň je ale z hlediska možného namrzání vytvořeného kondenzátu zapotřebí, aby byla udržována povrchová teplota chladiče např. $t > 5\text{ °C}$. Námraza totiž snižuje přestup tepla, a dále se musí vynaložit práce na odmrazení výměníku. [11]

Rychlost vzduchu

Pro rychlost vzduchu okolo hodnoty $> 3\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ může dojít ke strhávání kondenzátu do proudu vzduchu, což má negativní dopad na produkci vody. [41].

5.1.2 Maximální možná účinnost odvlhčování vzduchu strojním chlazením

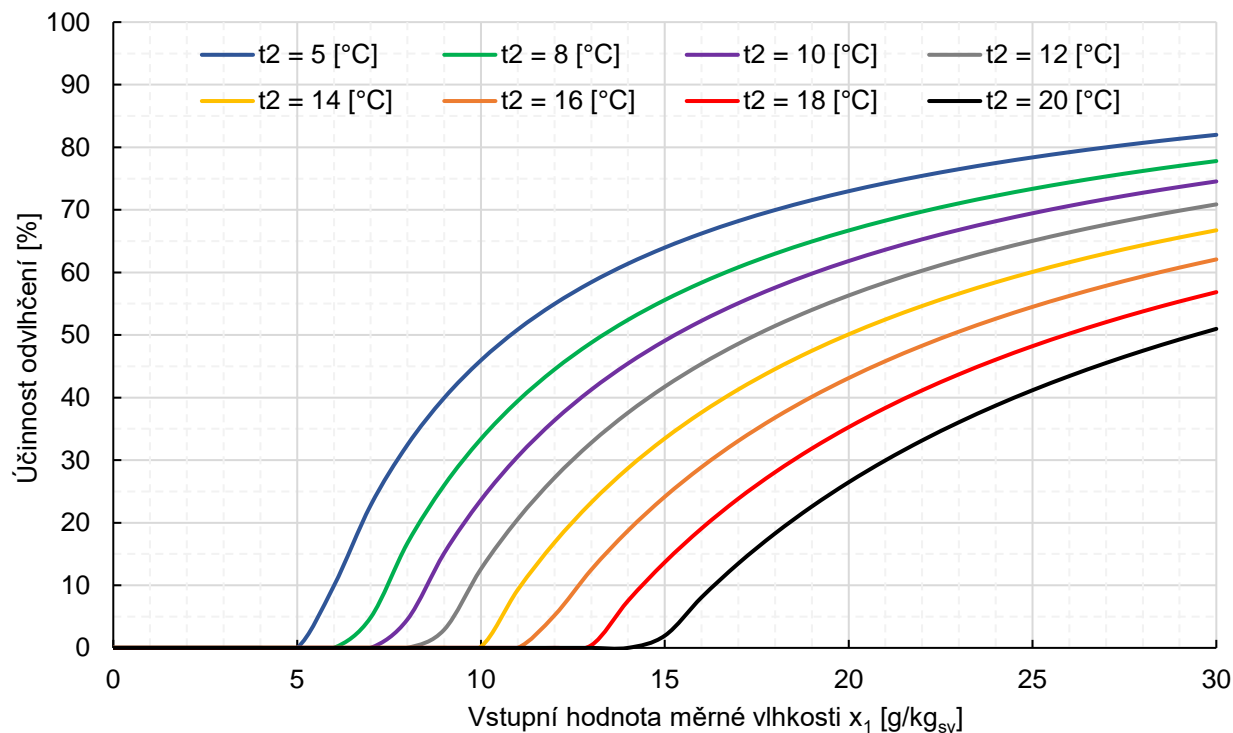
Přímá účinnost odvlhčování vzduchu pomocí strojního chlazení se určí z poměru získaného množství vody za jednotku času ku hmotnostnímu toku vstupního suchého vzduchu o dané vstupní měrné vlhkosti vzduchu. [41]

$$\eta_{odvl} = \frac{\dot{m}_{kond}}{\dot{m}_{sv} \cdot x_1} = \frac{x_1 - x_2}{x_1} \quad (5.1)$$

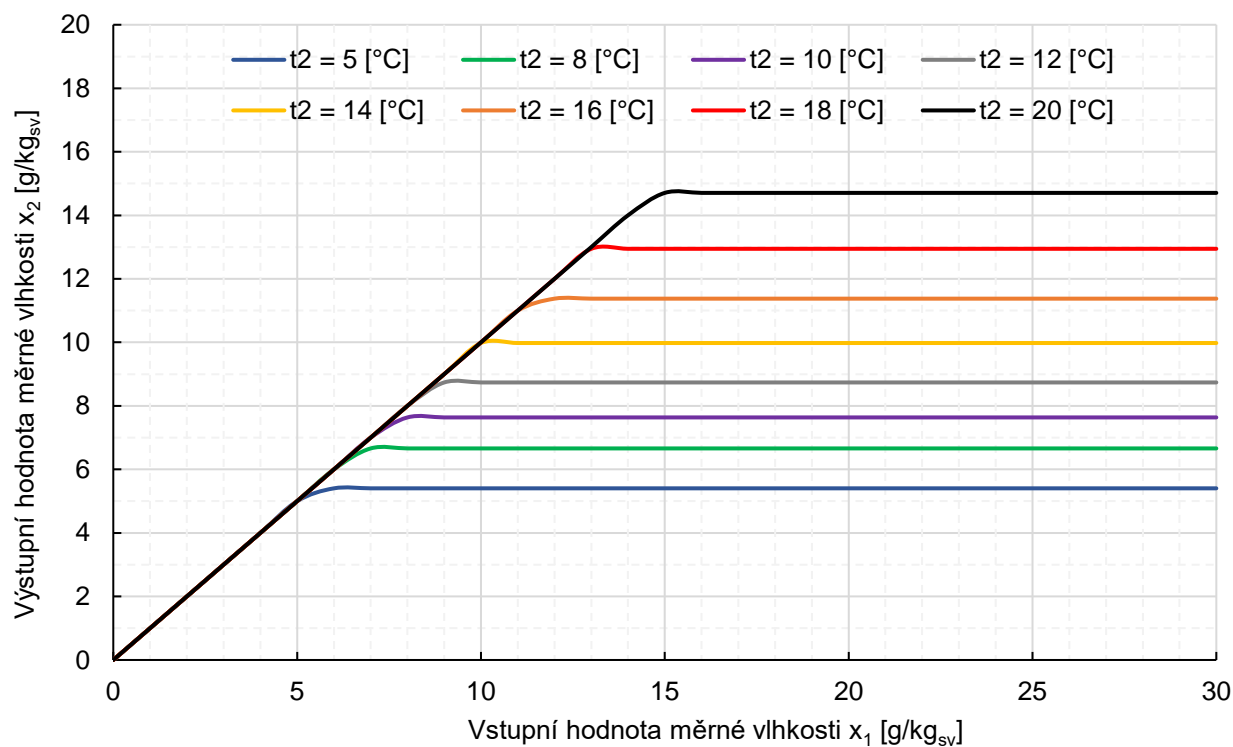
Vzhledem k tomu, že odvlhčený vzduch stále obsahuje vodní páru, tak není možné dosáhnout 100 % účinnosti např. pro výstupní teplotu⁸ 5 °C o relativní vlhkosti 100 %, to odpovídá měrné vlhkosti $5,4\text{ g}\cdot\text{kg}^{-1}$, resp. hustotě vodní páry $6,8\text{ g}\cdot\text{m}^{-3}$.

Následující *graf 7* popisuje účinnost mechanického odvlhčování vzduchu v závislosti na vstupní měrné vlhkosti, při dané výstupní teplotě, u které je uvažován výstupní vzduch o 100 % relativní vlhkosti (není uvažován průtok vzduchu a typ napájení).

⁸ Současné komerčně dostupné AWG na principu strojního chlazení pracují v provozních podmínkách do výstupních teplot rosného bodu 5 °C (nebo 3 °C).



Graf 7 – Účinnost mechanického odvlhčování vzduchu, upraveno z: [41]



Graf 8 – Závislost mezi vstupní a výstupní měrnou vlhkostí

5.1.3 Hnací zdroje energie pro AWG

Pro sestavné zařízení velkých výkonů na výrobu vody ze vzduchu může být v ostrovním provozu diesel generátor (nebo spalovací turbína), kde mechanická práce hřídele pohání kompresor stlačující chladivo (pokud zařízení používá sorpční systémy, pak vznikající odpadní teplo (např. ze spalín) může být použito v desorpčním režimu).

Elektrické napájení ze sítě

Jedná se o nejjednodušší možnost napájení, která není závislá na vnějších okolních podmínkách.

Diesel generátory

V lokalitě, ve které není elektrizační síť, je možné zařízení AWG napojit na diesel generátor, který je napájen pohonným palivem. Tato možnost je například využívána v rozvojových zemích. Současnou možností je také kombinace využívající OZE ve spolupráci se spalovacím motorem, který slouží jako stabilizační zdroj pro kontinuální výrobu výkonu pro AWG. [41]

Obnovitelné zdroje energie (fotovoltaika, větrná energie)

Pokud se nacházíme ve vhodné oblasti, kde během roku dopadá poměrně stále sluneční záření, respektive jsou vhodné podmínky pro provoz větrné elektrárny, tak se může jednat o zajímavou kombinaci s AWG. Obnovitelná energie může být použita i jako doplnění k energii ze sítě. Nevýhodou je zde nestálost podmínek pro provozování obnovitelných zdrojů, proto je zapotřebí systém doplnit akumulací elektrické energie, kde v případě přebytků vyrobené energie (obnovitelné) na úkor té spotřebované pro provoz AWG se bude elektrická energie ukládat do akumulátorů, kde v případě špatných vnějších podmínek bude pro pohon využívána právě elektrická energie z akumulátorů.

5.2 Odvlhčování založené na chlazení vzduchu

Odvlhčování založené na ochlazení proudu vzduchu s následnou kondenzací na chladném povrchu výměníku, patří mezi nejpoužívanější aplikace v širokém rozsahu výkonů. Používaná zařízení fungují na základě I. termodynamického zákona, kde lze měnit práci (příkon) v teplo, resp. chlad.

Výměník může být buď chladič, který je chlazen studenou vodou, nebo výparník, který je chlazen chladivem. Pro jednotky AWG typu strojního chlazení se spíše používá chladič, je tedy zapotřebí použít výměník chladivo / voda.

Následující podkapitoly se věnují představení hlavních zařízení z kategorie, kde dochází k ochlazení povrchů výměníku, které ochlazují proudící vzduch.

Použití

- Vhodné v oblastech s velkými teplotami a vlhkostmi

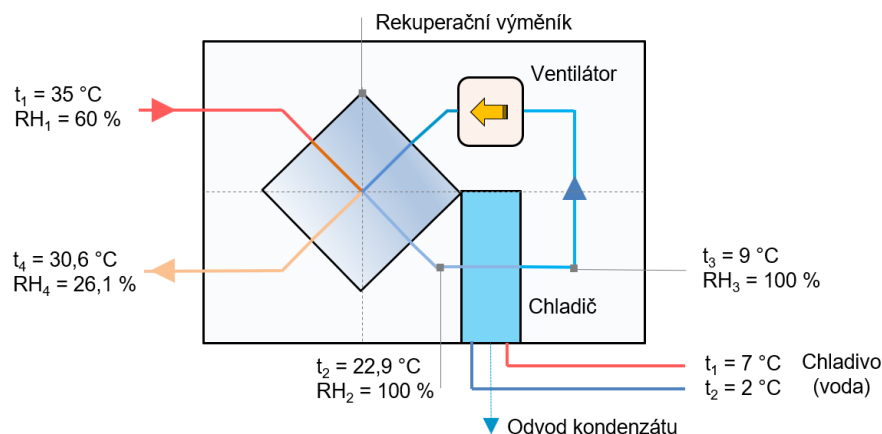
Výhody

- Produkce přímého kondenzátu
- Zvládnutá technologie tzn. rozšířenost (k roku 2019 je 72 dodavatelů AWG [43])

Nevýhody

- Výstupní teplotu rosného bodu vzduchu lze snížit pouze na 5 °C (až 3 °C) – to je dáno tím, že na výparníku dochází od těchto teplot ke tvorbě jinovatky a následné námraze
- Pro tvorbu kondenzátu je zapotřebí vstupnímu vzduchu odebrat citelné teplo až do bodu, ve kterém dochází za daných podmínek ke kondenzaci, poté dochází k cílenému odebrání latentního tepla
- Omezení je zde pro nízké hodnoty relativní vlhkosti vstupního vzduchu – pracovní rozsah se pohybuje od 20 % (30 %) ÷ 100 % relativní vlhkosti
- Nutná další úprava pro dosažení parametrů pitné vody dle normy WHO

Pro primární účel výroby vody ze vzduchu se musí vzduch nejdříve ochladit, čímž se spotřebuje energie, kterou je neekonomické posílat pryč. Může být totiž použita k rekuperaci dle následujícího *obrázku 21*. *Kapitola 5.5* popisuje vybrané způsoby koncentrování vodní páry ještě před tím, než bude docházet ke kondenzaci, což znamená snížení energetické náročnosti na chlazení.



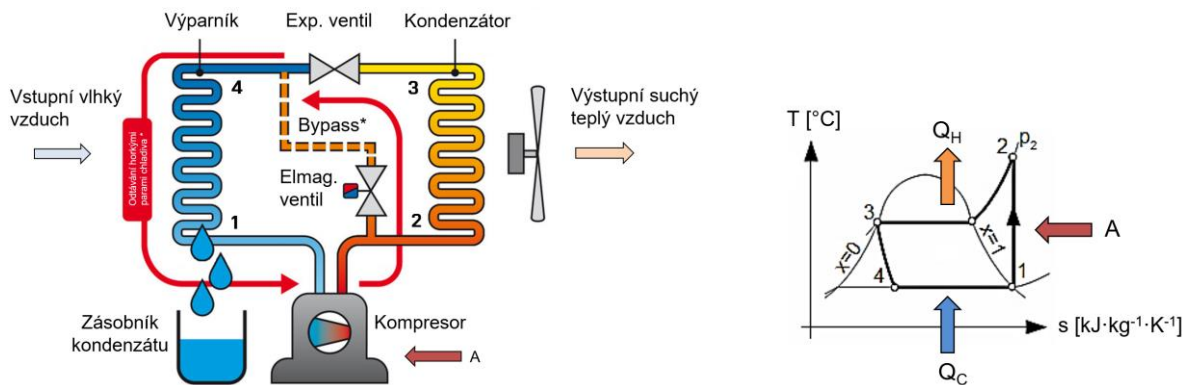
Obrázek 21 – Příklad rekuperace tepla u chlazení vzduchu, upraveno z: [44]

5.2.1 Kompresorové chladicí zařízení – tepelné čerpadlo (VCR)

Mechanické (strojní) odvlhčování vlhkého vzduchu pomocí chlazení lze uskutečnit tepelným čerpadlem (pro odvlhčování se používá spíše typ vzduch-vzduch – viz *obrázek 22*). Pracovní médium je zde chladivo, které mění svoje skupenství, a tím je z něho odebíráno teplo (v kondenzátoru – jednotka TČ produkuje teplo), nebo naopak je mu teplo dodáváno (ve výparníku – jednotka TČ produkuje chlad).

Princip práce TČ vychází ze stlačování plyných par chladiva v uzavřeném okruhu pomocí kompresoru na vyšší tlakovou úroveň, kde zároveň roste teplota chladiva, která následně vstoupí do kondenzátoru, ve kterém změní své skupenství (z plyného na kapalné), a tím uvolní své výparné, resp. kondenzační teplo – toto teplo je poté zapotřebí odebrat. Následně kapalné chladivo je izoentalticky (beze změny energie) seškráceno v expanzním ventilu na nižší tlakovou úroveň, čímž se dostává do výparníku, ve kterém změní své skupenství (z kapalného na plyné). Zde dochází k využívání obnovitelné energie, která je uložena v okolí (vzduch, země, voda).

V případě TČ vzduch-voda dochází k odnímání obnovitelné energie z okolního vzduchu tak, že se sníží jeho teplota.



Obrázek 22 – (vlevo) schéma odvlhčování vzduchu kompresorovým chladícím zařízením typu vzduch-vzduch upraveno z: [45], (vpravo) T-s diagram popisující dané změny chladiva

Efektivnost TČ popisuje tzv. topný faktor COP_t (*teplo ku elektřině*), který udává poměr mezi vyrobeným tepelným výkonem ku vynaložené práci (veškerý elektrický příkon). Opakem je chladicí faktor COP_{ch} (*EER*), který udává poměr mezi vyrobeným chladícím výkonem ku vynaložené práci.

$$COP_{ch} = \frac{Q_C}{A} = \frac{Q_C}{Q_H - Q_C}, \quad COP_t = \frac{Q_H}{A} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_C} \quad (5.2)$$

Použití

- Použití kompresorových chladících oběhů je jak u menších výkonů, tak i u větších průmyslových aplikacích

Výhody

- Kompresorové strojní chlazení je zvládnutá technologie
- Odvlhčovací zařízení TČ vzduch-vzduch dosahují relativně vysokých hodnot COP_{ch} , a to především díky uspořádání komponent – viz *obrázek 22*, kde se vstupní vzduch ochladí na výparníku, který dále pokračuje na kondenzátor, kde má chladný vzduch lepší potenciál odebírat teplo z kondenzátoru

Nevýhody

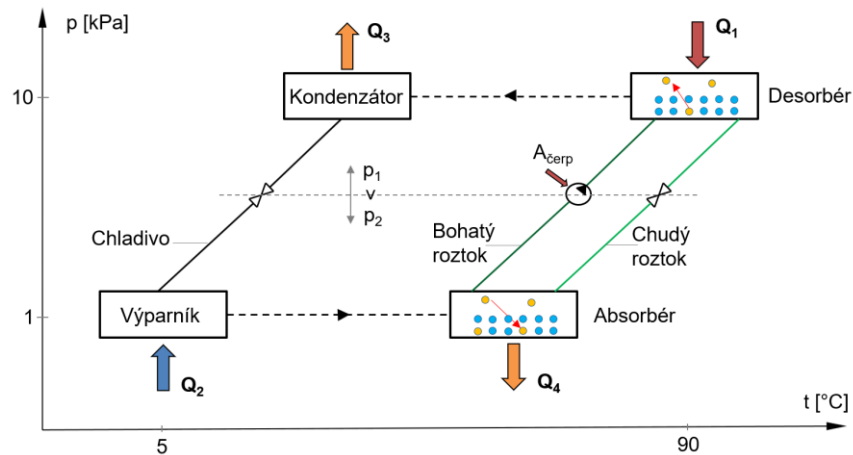
- Hlučnost z ventilátorů

5.2.2 Absorpční tepelné čerpadlo – VAR

Fungování absorpčního oběhu je podobné jako u tepelného čerpadla. Hlavní rozdíl je ten, že absorpční tepelné čerpadlo nemá kompresor využívající mechanickou (elektrickou) práci – hlavním zdrojem práce je zde tepelná energie, která se přivádí do desorbéru Q_{DES} . Tepelná energie je dodávána např. kondenzačním kotlem, ze spalín kogenerační jednotky, solárními kolektory nebo odpadním teplem.

Jako pracovní látky chladiva jsou zde použity dvě dvojice (chladiivo – absorbent např. $NH_3 - H_2O$ nebo $H_2O -$ roztok H_2O a $LiBr$) [28]. Princip práce absorpčního oběhu spočívá v absorpci (rozpuštění) a desorbci (vypuzování) pracovní dvojice pomocí tzv. „termodynamického kompresoru“, který je popsán v následujícím odstavci.

V absorbéru dochází k rozpouštění chladiva do absorbentu, kde dochází k uvolnění tepla Q_{ABS} . Tento kapalný roztok (bohatý roztok) je následně přečerpán pomocí oběhového čerpadla na vyšší tlakovou úroveň. Roztok dále vstupuje do desorbéru ve kterém dochází k vypuzení chladiva z roztoku. Páry chladiva dále vstupují jako u strojního chlazení do kondenzátoru, a poté přes expanzní ventil do výparníku. Plynné páry chladiva dále vstupují do absorbéru a okruh se opakuje.



Obrázek 23 – Pracovní okruh absorpčního uzavřeného cyklu TČ

Chladicí faktor (*teplo ku teplu*) je dán:

- U jednostupňového cyklu okolo $0,6 \div 0,7$ pro teploty dodané do desorbéru $(80 \div 100) ^\circ\text{C}$,
- Dvoustupňového $1 \div 1,4$ při $(120 \div 170) ^\circ\text{C}$,
- Trojstupňového cyklu s chladicím faktorem $1,7$ při teplotách $> 200 ^\circ\text{C}$.

$$COP_{Ch} = \frac{Q_2}{Q_1} \quad , \quad COP_t = \frac{Q_3 + Q_4}{Q_1} \quad (5.3)$$

Použití

- Použití absorpčních oběhů je převážně u větších průmyslových chladicích zařízeních
- Zajímavé praktické řešení může být v aplikaci s kogenerační jednotkou, kde bude docházet k tzv. poligeneraci⁹
- Existují i aplikace, které jsou používány v malém měřítku (kolem 250 W chladicího výkonu) [46], např. ve speciálních vestách k osobnímu chlazení využívaných v armádě

Výhody

- Nízká hlučnost
- Dlouhá životnost

Nevýhody

- Vyšší pořizovací cena

⁹ Polygenerace je společná výroba elektřiny, tepla, chladu a produktu, kde v našem případě je produktem voda ze vzduchu.

5.3 Sorpční oběhy – desikanty (vysoušeče)

Sorpce – je dělena na:

- Adsorpci – rozpuštění látky na povrchu jiné látky – adsorbent (nepodléhá fázovým změnám)
- Absorpci – kapalina schopná absorbovat páry jiné látky – absorbent (podléhá fyzikálním a chemickým změnám v průběhu sorpčního procesu)

Desorpce:

- Vypuzování absorbovaného plynu zvýšením teploty, kde s rostoucí teplotou (za stálého tlaku) klesá rozpustnost plynů v kapalinách (při teplotě varu jsou všechny plyny vypuzeny)

Desikant:

- (Sorbent, hygroskopický materiál) zajišťuje výměnu citelného a latentního tepla, např. silikagel – granulovitá, pórovitá forma oxidu křemičitého (SiO_2), pozn. pevné desikanty mohou být jednorázové nebo umožňující reaktivaci tepelnou energií na periodické používání

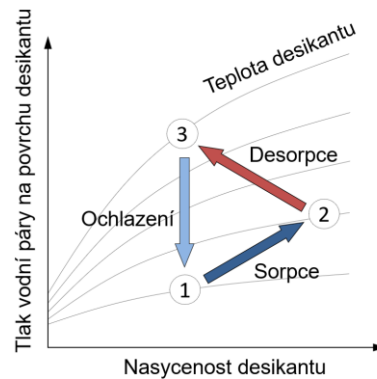
Absorpční teplo se skládá z latentního tepla kondenzačního a přídavného tepla (teplo smíchání roztoku) $Q_{ABS} > Q_{kond}$

Mechanismus sorpce pomocí desikantu funguje tak, že sorbent na sebe váže vlhkost z okolního vzduchu. Tlak vodní páry ve vzduchu je větší, zatímco na povrchu desikantu je oblast o nižším tlaku vodních par, poté se vodní pára přirozeně pohybuje do oblasti s nižším tlakovým gradientem, kde bude vázána do struktury desikantu.

Jakmile je desikant nasycený vlhkostí a jeho povrchový tlak vodní páry je srovnatelný s tlakem vodní páry ve vzduchu, je poté zapotřebí, aby docházelo k regeneraci desikantu reaktivačním horkým vzduchem.

Kombinace tepla a vlhkosti zvyšuje tlak vodních par na povrchu desikantu. Předání vlhkosti do reaktivačního vzduchu je možné, když je na povrchu desikantu tlak vodní páry vyšší než tlak vodní páry v reaktivačním proudu vzduchu – tím se pohlcená vlhkost zpětně uvolňuje do okamžiku vyrovnání tlaků vodní páry.

Poté dojde k vysušení desikantu, avšak jeho teplota je vlivem jeho sušení velká, stejně tak jako tlak vodní páry. Je tedy zapotřebí jej zpětně ochladit, aby se obnovila nízká hodnota povrchového tlaku vodní páry. Desikanty je možné využívat v opakovaných cyklech znázorněných na *obrázku 24*. [47], [48]



Obrázek 24 – Základní cyklus odvlhčování založený na sorpčním oběhu

Použití

- Vhodné do nízkých teplot – kapalné desikanty umožňují odvlhčení vzduchu bez zamrznutí do nízkých teplot vzduchu rosného bodu běžně -25 °C [6]
- Vhodné do oblastí s nízkou vlhkostí – desikanty pracují cca od 1 % relativní vlhkosti [49]
- Pro malé aplikace, kde je vlhkost nepřijatelná, např. zabalené potraviny, elektronika atp.
- Pro vysoké tlaky do 40 MPa (vysoušení procesních plynů) [6]

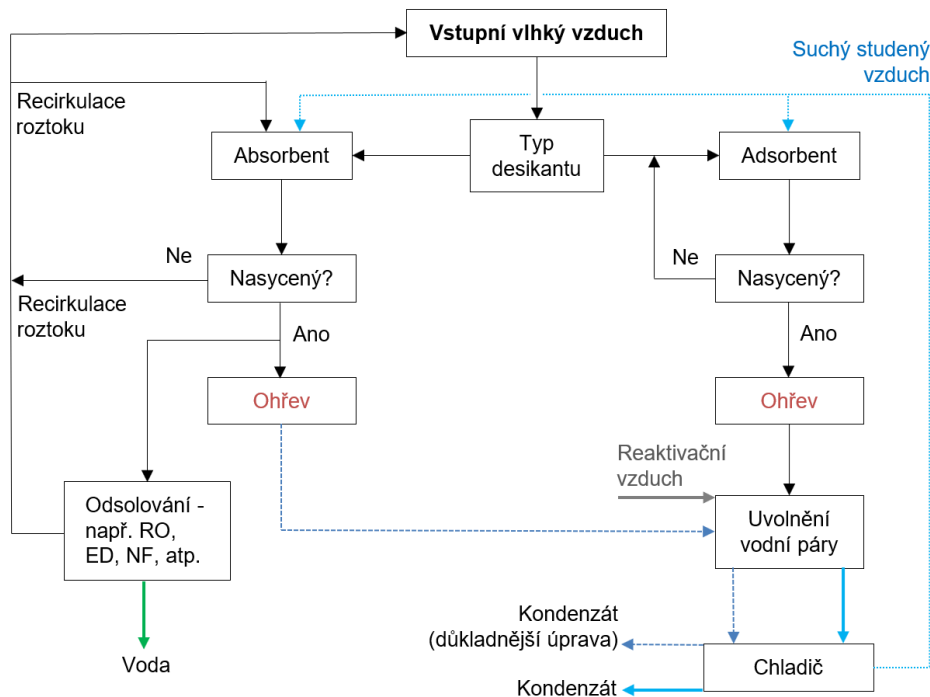
Výhody

- Vysoká zadržovací schopnost, dle typu desikantu v rozmezí 30 až 1200 % suché hmotnosti desikantu
- Vysoký poměr plochy povrchu k hmotnosti
- Jako zdroj tepelné energie k reaktivaci může být použita energie slunečního záření

Nevýhody

- Nároky na filtrování vstupního vzduchu
- Životnost desikantu 5 ÷ 10 let [6]
- Je zapotřebí regenerovat desikant ohřátím tak, že bude docházet k desorpci, která probíhá při 50 ÷ 260 °C dle typu sorbentu [47]
- Poměrně vysoká energetická náročnost z důvodu koncové úpravy vody odsolováním nebo destilací
- Tepelný výkon sorpce je 5 ÷ 25 % výparného tepla vody [49]
- Desikanty na sebe vážou převážně vodu, můžou ale také vázat nežádoucí kontaminanty – problém spíše u kapalných desikantů, kde je nutná speciální úprava vyrobeného kondenzátu

Pracovní schéma odvlhčování vzduchu pomocí desikantu



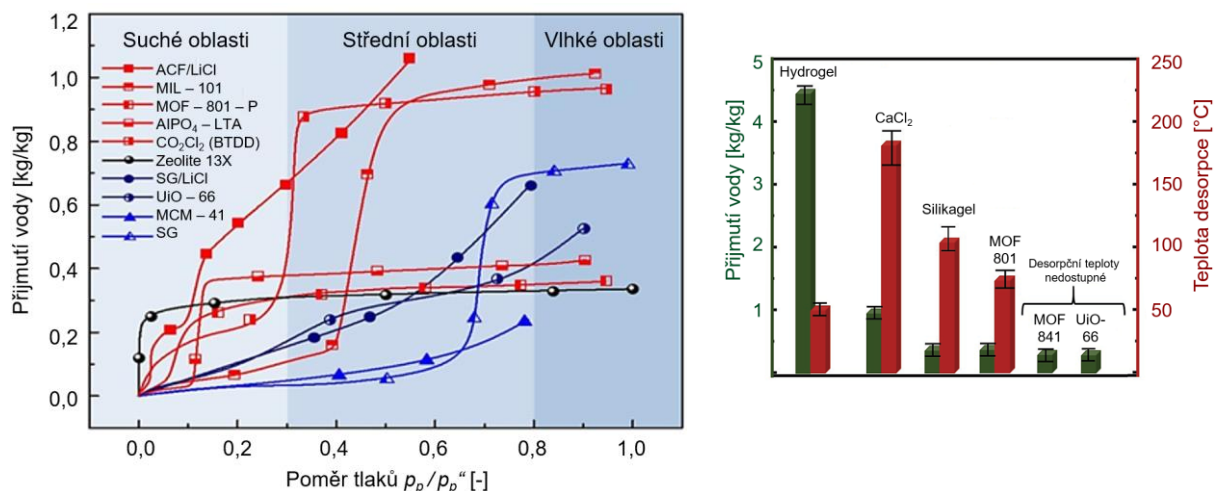
Obrázek 25 – Schéma odvlhčování vzduchu pomocí desikantů, upraveno z: [7]

Hlavní používané desikanty

Na *obrázku 26* se nachází přehled sorbentů, kde je patrné, do jakých vlhkostí jsou vhodné, dle toho, jakou mají schopnost vázat vodní páru a jaké desorpční teploty je nutné dosáhnout k uvolnění vlhkosti.

- Pevné
 - Silikagely (SG) [50]
 - Zeolit (molekulární síto) [51]
 - * MOFs (Metal-Organic Frameworks) [52] – $[\text{Zr}_6\text{O}_4(\text{OH})_4(\text{fumarát})_6]$
- Kapalné
 - Chlorid lithný (LiCl)
 - Bromid lithný (LiBr)
 - * SMAG (super moisture absorbent gels) [53] – např. Hydrogel, Xerogel

pozn. * představuje hlavní současné zkoumané struktury



Obrázek 26 – (vlevo) přehled sorbentů dle schopnosti vázat vodu $\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}} / \text{kg}_{\text{sorbent}}$ v závislosti na relativní vlhkosti při $t = 25^\circ\text{C}$, upraveno z: [54], (vpravo) přehled sorbentů dle schopnosti absorbovat vodu a potřebné desorpční teploty, upraveno z: [55]

Hlavní parametry ovlivňující sorpci [47]:

- S klesající rychlostí vstupního vzduchu skrze vysoušecí lože desikantu dochází k intenzivnějšímu vysušení
- Pro kontinuální chod je důležité udržovat vhodný průtok a teplotu reaktivačního vzduchu v poměru ku vlhkosti, která je absorbována desikantem při průchodu vstupního vzduchu (např. při vyšších vstupních vlhkostech musí být následně použita vyšší reaktivační teplota a naopak)
- Množství vlhkosti odstraněné ze vzduchu závisí na vzájemné kontaktní oblasti mezi desikantem a vzduchem – větší množství desikantu znamená větší odvlhčení, ale zároveň větší odpor proti proudění vzduchu

Filtrování vstupního vzduchu

Používáním filtrů umístěnými před zařízením s desikantem se zamezí možnému ucpání částic (kontaminantů) obsažených ve vstupním vzduchu do sorbentu. Ucpáním se mění sorpční charakteristiky a desikant je pak potřebné předčasně vyměnit. Ačkoli každá aplikace je jiná, desikant je obvykle po 5 ÷ 10 letech vyměňován. V případě zhoršené kvality vstupního vzduchu to může být i dříve. Zanášením filtrů se zvětšuje odpor proti proudění vzduchu, což má za následek snížení průtoku vzduchu, a tím snížení efektivity celého zařízení. Kontrola filtrů je tedy důležitá součást údržby zařízení. [6]

5.3.1 Desikant v tuhém stavu – Adsorbent

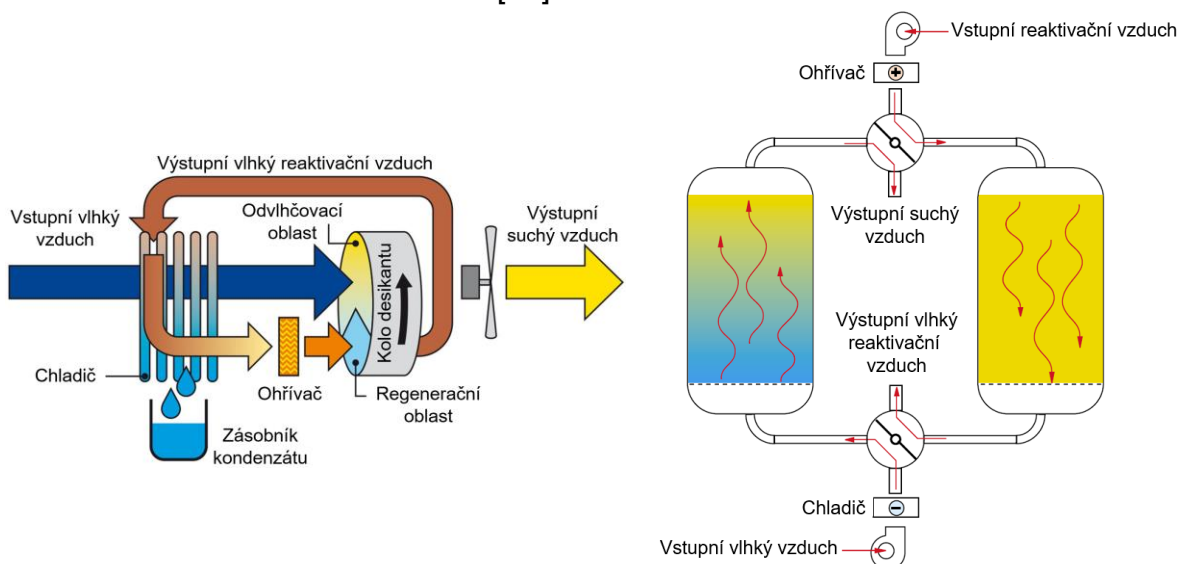
Tuhý desikant je buď v granulové formě nebo je nanesen na povrch regeneračního kola výměníku. Molekuly vody jsou udržované v krystalické struktuře pevného desikantu. Schopnost adsorpce je závislá na celkové ploše povrchu, celkovém objemu a rozsahu průměrů kapilár. [49]

Regenerační výměník

Na povrchu regeneračního kola je uložen tuhý desikant. Kolo se kontinuálně otáčí malými otáčkami. Vstupní vlhký vzduch se odvlhčuje na povrchu desikantu, který se postupně nasycuje vlhkostí. Ve směru proudění vstupního vzduchu proudí reaktivační vzduch (cca do $\frac{1}{4}$ regeneračního kola), do kterého se uvolňuje adsorbovaná vlhkost, která následně vstoupí na chladný povrch, kde bude docházet ke kondenzaci vzdušné vlhkosti, která bude ukládána do zásobníku vody. Takové uspořádání pak umožňuje kontinuální odvlhčování. Reaktivační vzduch může být rovněž veden proti směru vstupnímu vzduchu v protiproudém uspořádání. [47], [48]

Zásobníkový systém

U tohoto způsobu jsou využívány dva vertikální zásobníky, ve kterých je tuhý granulový desikant. Vstupní vlhký vzduch je přes ventilátor veden do zásobníku, ve kterém odevzdá svoji vlhkost. Jakmile je desikant nasycen, tak je vstupní vzduch pomocí hlavní klapky nasměrován do druhého zásobníku. V nasyceném zásobníku poté probíhá desorpce reaktivačním horkým vzduchem, a stejně jako u regeneračního výměníku, tak i zde bude následně tento vzduch veden na chladný povrch výměníku, kde bude docházet ke kondenzaci. [47]



Obrázek 27 – Schéma odvlhčování vzduchu zařízení s pevným desikantem, kde je použit (vlevo) regenerační výměník (vpravo) zásobníkový systém, upraveno z: [47], [56]

Výhody

- Velké odvlhčovací výkony a účinnosti nízkých výstupních vlhkostí
- V porovnání s kapalným desikantem jednodušší zařízení

Nevýhody

- Je zapotřebí dobré vzduchové těsnění mezi vstupním a reaktivačním vzduchem tak, aby reaktivační vzduch (který nasává vlhkost), neodcházel s výstupním suchým vzduchem [47], běžně je tato ztráta v rozmezí $1 \div 2 \%$ [57]
- Nákladnější výměna regeneračního kola se speciální strukturou v porovnání s použitím granulového desikantu
- Při zvýšených rychlostech vzduchu dochází k nerovnoměrnému rozložení proudění vzduchu, mohou také odlétávat granule desikantu, které se vlivem

narážení do stěn rozdrťí na prach, který poté následně opustí zařízení – ztráta desikantu

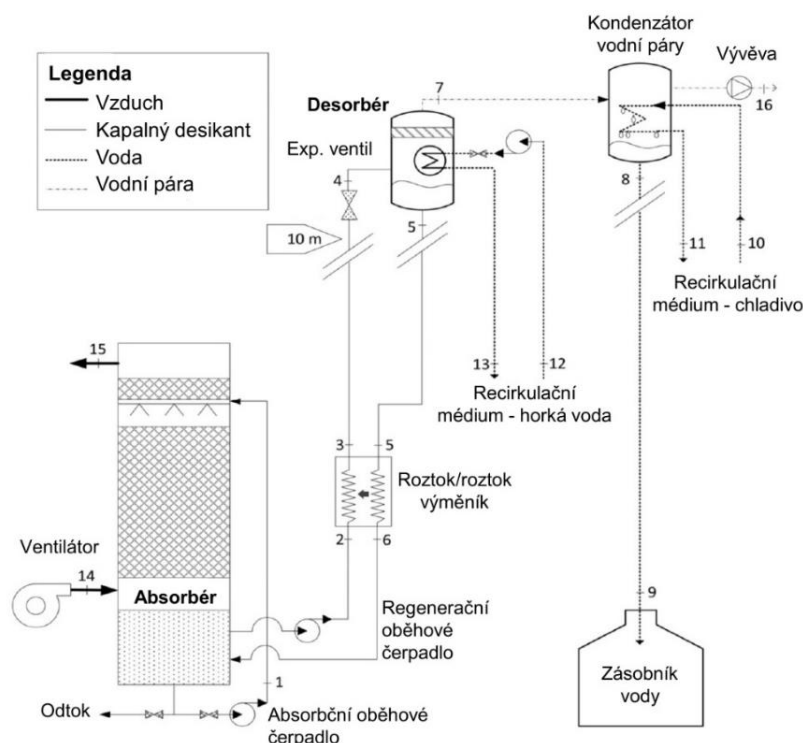
- Zásobníkový systém – větší setrvačnost pro rychlou odezvu na regulaci

5.3.2 Desikant v kapalném stavu – Absorbent

Principem desikačního systému s kapalným sorbentem je hybridní cyklus založený na absorpčním uzavřeném cyklu (absorpce a vypuzování vodní páry v roztoku vlivem přívodu a odvodu tepla) zmíněném v kapitole 5.2.2. Schopnost absorpce je závislá na tlaku vodní páry roztoku, který je dán teplotou a koncentrací roztoku desikantu

Rozstřík kapalného desikantu

Vlhký vzduch vstupuje ze spodní části absorbéru, kde je následně veden přes přepážky, na které je z horní části rozstříkáván kapalný roztok desikantu proti směru proudění vzduchu. Vodní pára se absorbuje do roztoku kapalného desikantu, který stéká do spodní části. Část zředěného chudého roztoku (cca 15 %) je veden přes ohřívač za účelem zvýšení tlaku vodní páry na povrchu desikantu, který je poté rozstříkáván do proudu reaktivního vzduchu, do kterého se bude odevzdávat vlhkost desorpcí. Regenerovaný kapalný desikant je recirkulován zpět. Následně je opět tento vlhký vzduch veden na chladný povrch výměníku, kde bude docházet k jeho kondenzaci. [9], [57], [58]



Obrázek 28 – Schéma odvlhčování vzduchu pomocí kapalného desikantu rozstříkem, upraveno z: [59]

Výhody

- Dobrá vzájemná kontaktní oblast mezi roztokem desikantu a vzduchem
- Vnitřní rekuperace tepla mezi bohatým zahřátým roztokem a chudým studeným roztokem

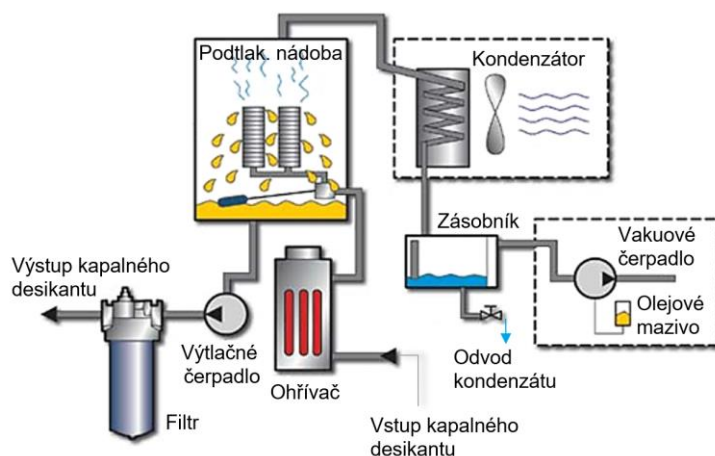
- Nízká tlaková ztráta vlivem dobrého kontaktu kapalného sorbentu a vzduchu, tzn. nízké parazitní ztráty
- Kapalným absorbentem má lepší přestupy tepla i hmoty v porovnání s pevným adsorbentem

Nevýhody

- Složitější systém – nákladnější, vyšší nároky na údržbu (oproti tuhým sorbentům)
- Při nízkých vstupních vlhkostech dochází k rychlému vysychání desikantu, je proto důležité, udržovat vhodný poměr roztoku, aby se zabránilo tuhnutí desikantu
- Při větších rychlostech může docházet k odvádění desikantu vzduchem – ztráta desikantu
- Nutná speciální úprava získaného kondenzátu vlivem toho, že vzduch se vyčistí od kontaminantů, které se mohou absorbovat do kapalného desikantu

Vakuové vysoušeče kapalného desikantu

Desorpci kapalného desikantu je možné urychlit použitím vakuových vysoušečů, kde v první fázi je nasycený kapalným desikantem ohřát na požadovanou teplotu, poté je v druhé fázi umístěn do podtlakové nádoby vakuového vysoušeče dle obrázku 29. Tlak v systému je např. 16 kPa_{abs}, kde se voda obsažená v desikantu odpařuje za teploty 55 °C, vodní pára se poté uvolní a je odsávána vakuovým systémem, kde dále kondenzuje na chladném povrchu chladiče. [60]



Obrázek 29 – Schéma vakuového vysoušeče, upraveno z: [61]

5.4 Kombinace strojního chlazení a desikantu

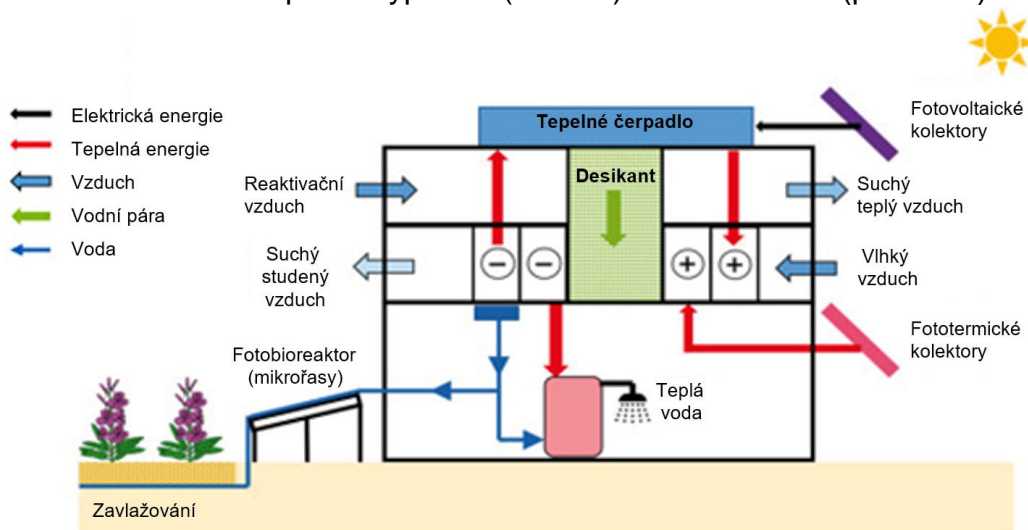
To, jaká metoda odvlhčování vzduchu je vhodná, je dáno okolními podmínkami. Je obecně doporučeno, že pro teploty nad 16 ÷ 18 °C o relativní vlhkosti nad 30 ÷ 35 %, je vhodné klasické strojní odvlhčování s kondenzací vzdušné vlhkosti na chladném povrchu [62], [63]. Při nižších teplotách (i nižších relativních vlhkostech) je obecně doporučeno používat sorpční materiály. Naopak s rostoucí teplotou vstupního vzduchu nad cca 30 °C klesá sorpční účinnost, proto je vhodné umístit chladič před sorpční výměník. [62]

Optimálního odvlhčování vzduchu za účelem primární výroby vody ze vzduchu je dosaženo kombinací strojního chlazení a vysoušení pomocí desikantu. Takové zařízení poté umožňuje optimální provoz při daných okolních podmínkách v průběhu celého roku s maximálními zisky vyrobené vody.

Momentálně je ve vývoji autonomní systém (S.A.W.E.R. – Solar Air Water Energy Resource) využívající vzdušnou vlhkost za účelem výroby vody v pouštních oblastech s úmyslem kultivovat poušť a proměnit ji postupem času v zelenou oázu. Na projektu pracuje Fakulta strojní ČVUT (UCEEB – Univerzitní centrum energeticky efektivních budov) s Botanickým ústavem¹⁰ Akademie věd ČR. [64]

Systém je využíván jako dvoustupňový, kde je v první fázi využíván adsorbent (viz kapitola 5.3.1), který vstupujícímu vzduchu odebere vlhkost, která se zadrží na jeho povrchu – k tomu dochází například přes noc, kdy je ve vzduchu obsažená větší hodnota měrné vlhkosti (naopak přes den díky větším teplotám vzduchu a slunečnímu záření dochází k reaktivaci desikantu). Odvlhčený vzduch se odvede do okolního prostředí. Zároveň se nasaje další venkovní vzduch, který slouží k reaktivaci desikantu. Reaktivací vzduch se ohřeje přes výměník využívající vyrobené teplo tepelným čerpadlem a energii ze slunečního záření. Tím ve druhé fázi dochází k uvolnění vlhkosti z desikantu do proudu reaktivací vzduchu, který je veden na chladič, kde dochází ke kondenzaci vodní páry. [64]

- První fáze – adsorpce (přes noc)
- Druhá fáze – desorpce – výparník (chladič) – kondenzace (přes den)



Obrázek 30 – Schéma zařízení kombinující tepelné čerpadlo a sorpční systém, upraveno z: [65]

V pouštních podmínkách lze konvenčním strojním chlazením získat v průměru 10 l/den. Pro výše zmíněné zařízení kombinující desikant a chladič při srovnatelných průtocích upravovaného vzduchu se odhaduje možný zisk v průměru 200 l/den. Energetické potřeby výše zmíněného systému jsou plně hrazeny ze sluneční energie

¹⁰ Botanický ústav Akademie věd ČR vyvíjí systém pro kultivaci pouště, který využívá část získané vody pro fotobioreaktor (umělé prostředí sloužící k produkci mikrořas za účelem produkce polysacharidů a zadržení živin ve vodě). Směs vody, řas a organicky navázaných živin se formou zálivky umístí cca 20 cm pod povrchem půdy (tím se sníží ztráty odpařováním vody). [64]

(solární fototermické kolektory, fotovoltaické moduly, akumulace tepla a elektrické energie). [64]

Na zařízení zatím proběhly detailní testy v laboratořích. „V roce 2019 bude zařízení zprovozněno v pouštním prostředí Spojených arabských emirátů“ [66]. Projekt bude představen na světové výstavě Expo roku 2020 v Dubaji.

5.5 Koncentrace vodní páry

Aby se snížily energetické náklady na výrobu studeného vzduchu, tak se vodní pára může koncentrovat ještě před procesem chlazení, tím se sníží energetické nároky na snižování citelného tepla vzduchu, cílené je pak odebírat latentní teplo kondenzace.

5.5.1 Sběr ranní mlhy

Momentálně používané mlhové kolektory fungují na inerciální kolizi zachycení kapiček vodní páry a jsou inherentně omezeny aerodynamikou. „Ranní mlha“ vzniká v důsledku kondenzace vodní páry v přízemní vrstvě vzduchu, když teplota vzduchu klesne pod rosný bod. Účinnost depozice $\eta_{depozice}$ se běžně pohybuje mezi 1 ÷ 3 %, zbylá vodní pára prochází dále. [67]

Následující vztahy popisují celkovou účinnost zachytu vodní páry na mlhovém kolektoru, kterou lze vyjádřit jako (pozn. níže uvedené vztahy popisují i následující kapitoly 5.5.3 a 5.5.4):

$$\eta_{celk} = \eta_{aero} \cdot \eta_{depozice} ; \quad \eta_{celk} = \frac{\dot{m}_{zisk,kond}}{\dot{m}_{celk,vstup,tok}} \quad (5.4)$$

$$\eta_{depozice} = \frac{A}{A_0} ; \quad \eta_{depozice} = \eta_{zachyt} \cdot \eta_{odpad} \quad (5.5)$$

$$\eta_{aero} = \frac{SC}{1 + \left[1,22 \cdot \left(1,3 \cdot SC + \left(\frac{SC}{1-SC} \right)^2 \right) \right]} \quad (5.6)$$

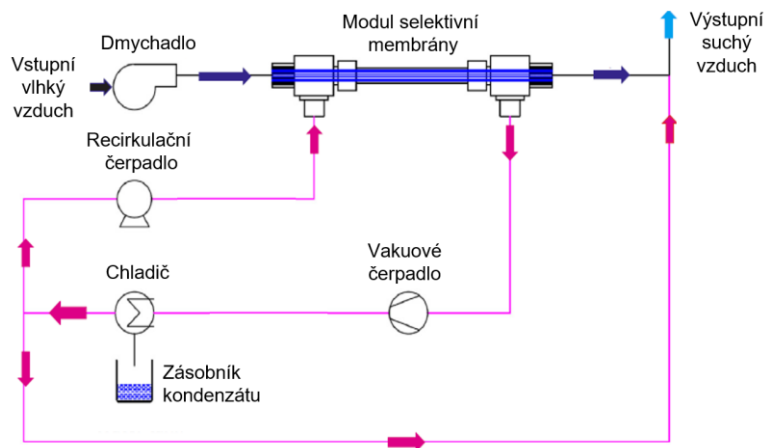
Kde součinitel SC označuje poměr zastínění plochy oka zabírané vláknitým pletivem, ze kterého je síť na sběr mlhy, běžně se používá např. pletivo 2 x 2 mm při SC = 33 %. [67]

5.5.2 Separace pomocí selektivní membrány

Vstupující vzduch vstupuje na selektivní membránu, kde dochází k propouštění molekul vodní páry. Materiál selektivní membrány je např. Pebax [68], Nafion [69], SPEEK [70], kde je důležité, aby měl vysokou propustnost pro vodní páru, a nízkou pro jiné plyny např. N₂, CO₂. Hlavní hnací silou pro propouštění vodní páry skrze membránu je tlaková diference, která je udržována vývěvou a kondenzátorem vodní páry, který snižuje tlak vodní páry na saturační tlak při teplotě v kondenzátoru. [71]

Při použití nízkotlakého, recirkulovaného proudu vzduchu se celkový tlak na straně pronikání vodní páry do membrány zvýší, což se pozitivně projeví na efektivitě odvlhčení vzduchu. Koncentrovaná vodná pára vstupuje na chladič kondenzátoru vzdušné vlhkosti, kde stačí jen nepatrně ochladit vzduch (nižší nároky

na snížení citelného tepla vzduchu ochlazováním), tak aby docházelo k cílené kondenzaci (odběru latentního tepla).



Obrázek 31 – (vlevo) systém procesu výroby vody ze vzduchu pomocí selektivní membrány, upraveno z: [72], (vpravo) selektivní membrána z dutých vláken [71]

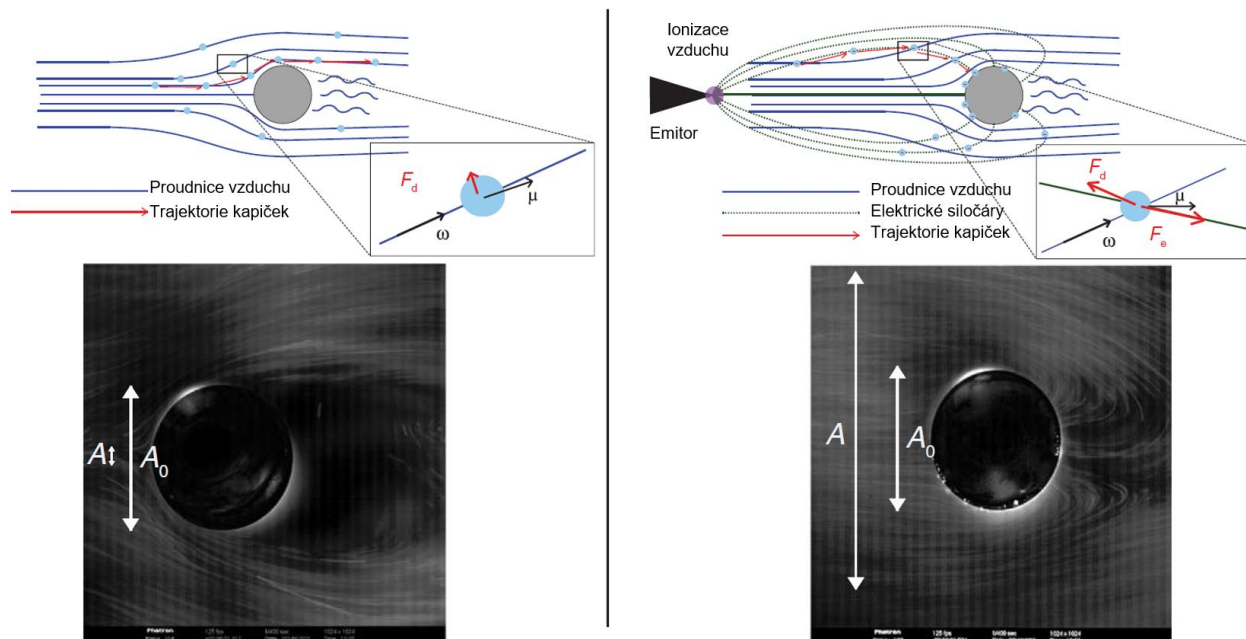
Energetická náročnost výše uvedených selektivních membrán je dána především energií nutnou k vyvození dostatečného podtlaku, který bude dostatečnou hnací silou pro pronikání vodní páry skrze membránu a energie na odebrání latentního tepla. Energetická náročnost se pohybuje okolo $0,143 \text{ kWh} \cdot \text{l}^{-1}$ vody při uvažovaném podtlaku 10 mbar.

Další podrobné informace týkající se separace molekul vodní páry pomocí selektivních membrán jsou uvedeny v literatuře: [71], [72]

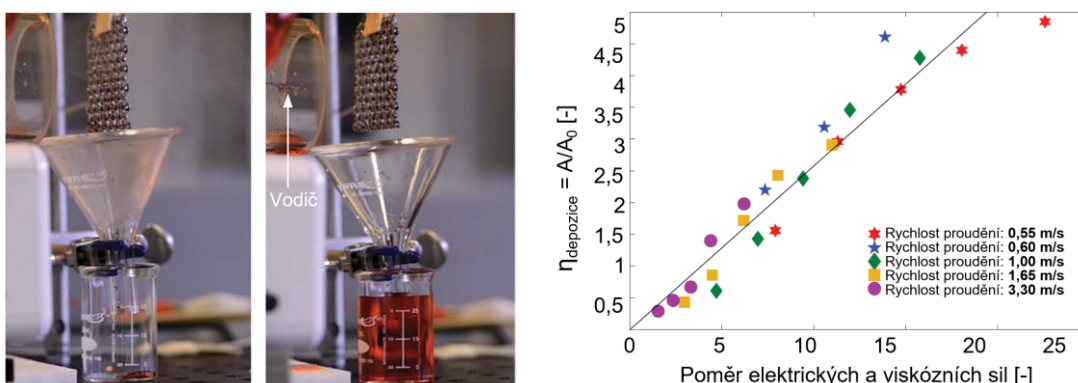
5.5.3 Elektrostaticky řízený sběr mlhy vstřikováním nabitých částic

Následující výzkum [73] (Damak 2018) se zabývá novým přístupem, ve kterém elektrické síly mohou překonat aerodynamické tažné síly. Při použití iontového emitoru [74] se zavádí do proudu vodní páry prostorový náboj, který předá náboj do kapky vodní páry, kterou nasměruje směrem ke kolektoru (mřížce) pomocí uloženého elektrického pole. Jako materiál mřížky je použita nerezová kovová tkanina typu 304 (jako optimální se při experimentu osvědčil součinitel $SC = 55 \%$). Koncentrovaná vodní pára byla při experimentu generována ultrazvukovým zvlhčovačem.

Účinnost depozice je dána rovnicí 5.5, kde poměr oblastí A / A_0 je patrný z následujícího obrázku 33, kde je zřejmé, že při působení elektrického pole je účinnost depozice mnohonásobně větší než u klasických mlhových kolektorů. [73]



Obrázek 32 – Trajektorie kapiček vodní páry kolem válce o průměru 1,88 mm, kde (vlevo) bez použití a (vpravo) s použitím korónového výboje, kde kapičky vodní páry těsně opisují elektrické siločáry, upraveno z: [73]



Obrázek 33 – Znázornění průběhu zachytávání vodní páry (vlevo), graf závislosti účinnosti depozice na poměru elektrických a viskózních sil (vpravo), upraveno z: [73]

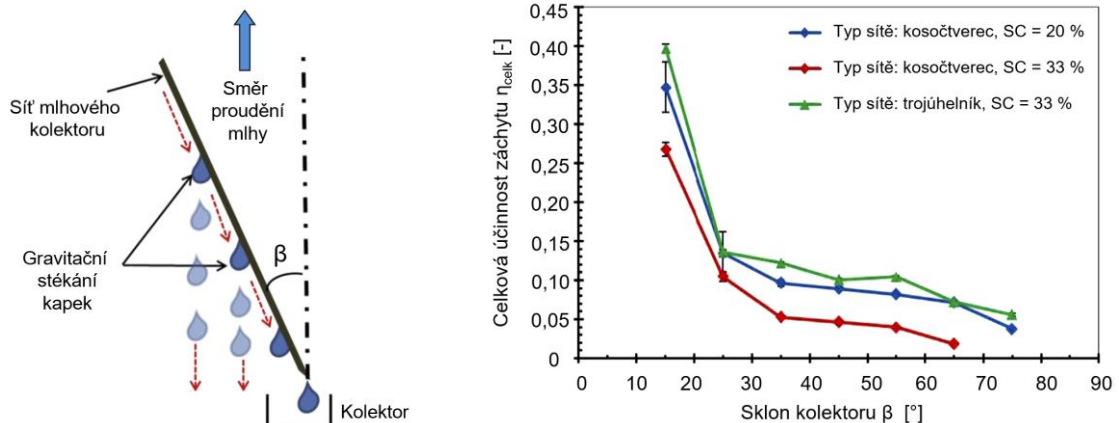
U levé části výše uvedeného obrázku byly bez působení elektrického pole shromážděny pouze tři kapky. Naopak při působení elektrického pole bylo získáno 30 ml vody za 30 minut (pozn. do vodní páry bylo přidáno červené barvivo pro znázornění vizualizace (pozn. u obrázku si lze na výstupu vodní páry všimnout vodiče)).

Provozní napětí bylo během experimentu 10 kV o nízkém proudu 0,01 mA, což odpovídá spotřebě výkonu $\sim 0,1$ W pro mřížku o rozměru 5×5 cm. Po přepočtu je to okolo $40 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$. Dále vzhledem ke zjištěné produkci $60 \text{ g} \cdot \text{h}^{-1}$ se po přepočtu dostáváme na teoretickou energetickou náročnost okolo $2 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-3}$. Spotřeba energie je způsobena tvorbou a transportem iontů, není ovlivněna přítomností mlhy. [73]

5.5.4 Zachytávání vodní páry odcházející z chladících věží

Hlavním cílem výše provedeného experimentu elektrostatičticky řízeného sběru mlhy z kapitoly 5.5.3 je možná aplikace na znovuzískání vody z chladících věží, kde je vodní pára mnohem koncentrovanější. Momentálně (2019) se na univerzitě MIT připravuje zkušební verze systému, která bude umístěna na chladicí věži tepelné elektrárny, kde se předpokládá zachycení mezi 20 ÷ 30 % vodní páry (jinak odcházející z chladících věží), bez narušení proudění vzduchu. [73]

Byla rovněž provedena experimentální studie [75] s použitím mlhových kolektorů vhodně umístěných uvnitř chladicí věže, kde byl zjištěn optimální úhel sklonu β okolo 15 ° dle obrázku 34.

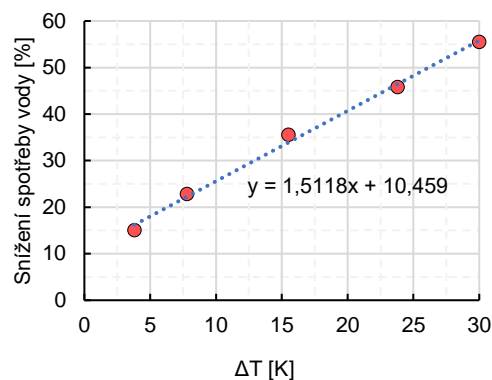
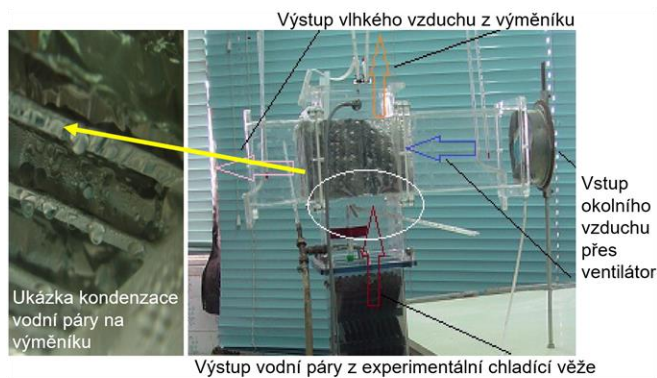


Obrázek 34 – (vlevo) Mlhový kolektor v aplikaci zachytu vodní páry z chladicí věže, (vpravo) graf závislosti celkové účinnosti zachytu dle rovnice 5.4 v závislosti na úhlu sklonu β mlhového kolektoru, upraveno z: [75]

pozn. pokles tlaku při SC = 33 % sítě je menší než 1,5 % hnacího tlaku ventilátoru chladicí věže.

Jiná experimentální studie [76] provedená na experimentálním modelu uvažuje snížení množství odpařené vody v chladících věžích pomocí výměníku vzduch-vzduch, kde dochází ke vzájemnému kontaktu mezi odcházejícím vzduchem z chladicí věže (teplejší a vlhčí) a vstupním okolním (chladnější a sušší) vzduchem. Vodní pára se v přesyceném vlhkém vzduchu ochladí, a tím zkondenzuje část vodní páry v něm obsažené. Kondenzát pak vlivem gravitace padá dolů. Vstupní proud okolního regeneračního vzduchu je do výměníku vháněn pomocným ventilátorem.

Rovněž by u této koncepce bylo zapotřebí použití ventilátorů z hlediska nutného překonání tlakových ztrát vlivem průchodu výměníkem.



Obrázek 35 – (a) Schématické znázornění použitého výměníku vzduch-vzduch v experimentálním modelu chladicí věže, (b) graf snížení spotřeby vody v závislosti na teplotním rozdíl, upraveno z: [76]

Kde teplotní rozdíl ΔT je dán teplotou odcházejícího vlhkého vzduchu z experimentální chladicí věže (tj. teplota do výměníku) a teplotou vstupujícího okolního vzduchu do rekuperačního výměníku.

Bilance odpařování vody z chladicí věže

Zjednodušená bilance odpařování vody z chladicí věže je pro kondenzační elektrárnu fungující na bázi Rankin-Clausiova cyklu dána následujícími rovnicemi:

$$\eta_{el} \approx \frac{P_{el}}{P_{tep}} \quad (5.7)$$

$$P_{tep} \approx P_{el} + P_{odvod,kond} \quad (5.8)$$

$$P_{odvod,kond} \approx \dot{m}_{H_2O} \cdot c_{p(k)} \cdot \Delta T + \Delta \dot{m}_{odpar} \cdot l_{23} \approx P_{tep} - P_{el} \quad (5.9)$$

$$\Delta \dot{m}_{odpar} \approx \frac{P_{odvod,kond} - \dot{m}_{H_2O} \cdot c_{p(k)} \cdot \Delta T}{l_{23}} \quad (5.10)$$

Například pro tlakovodní jadernou elektrárnu Temelín o jmenovitém elektrickém výkonu $P_{el} = 2100 \text{ MW}_e$ je za účinnosti transformace tepelné energie do elektrické energie okolo 32 % uveden odpar okolo $0,3 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ vody z jedné chladicí věže (v případě ETE jsou k dispozici 4 chladicí věže) [77].

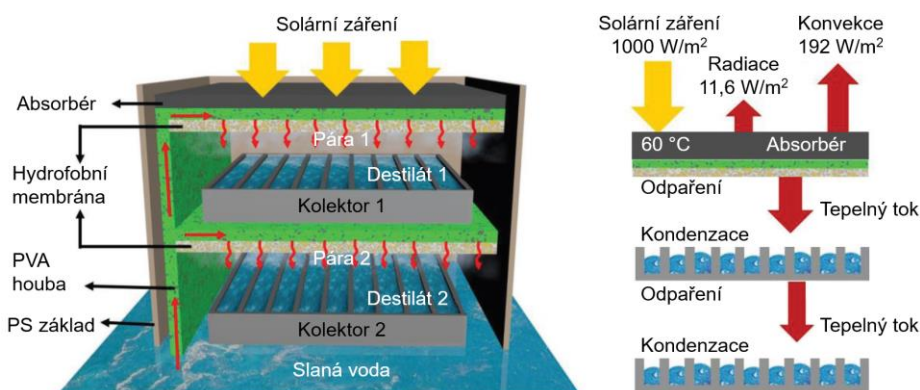
Díky výše zmíněným kapitolám si lze poté udělat základní představu o možných úsporách odpařené vody vlivem různých metod zachytu vodní páry odcházející z chladících věží. Je na zvážení, zda se nějaká možnost, jak ušetřit náklady za odpařenou vodu vzhledem k pořízené investici v návaznosti na stabilním provozu celého zařízení, vyplatí. Je tedy možné, že v příštích generacích chladících věží budou používány vhodné způsoby hospodaření s vodou za účelem vyšší soběstačnosti a snižování energetických nákladů celého výrobního bloku.

5.5.5 Aplikace sorbentů při odpařování vodní páry z mořské hladiny

Destilační zařízení s absorbentem na destilaci mořské vody odpařováním s kondenzací

Solární záření zahřívá povrch adsorbéru, dále dochází k automatickému zlikvidování slané vody (99,75 %) polyvinylalkoholovou (PVA) houbou, a tím uvolňování vodní páry, která prochází hydrofobní membránou a proudí dolů, kde následně kondenzuje na vodní hladinu kolektoru, kde dostatečná hnací síla pro tento tok je umožněna díky teplotnímu rozdílu mezi vodní párou a kolektorem. Druhý kolektor umožňuje znovuvyužití latentního tepla, což se pozitivně projeví na optimalizaci procesu. [78]

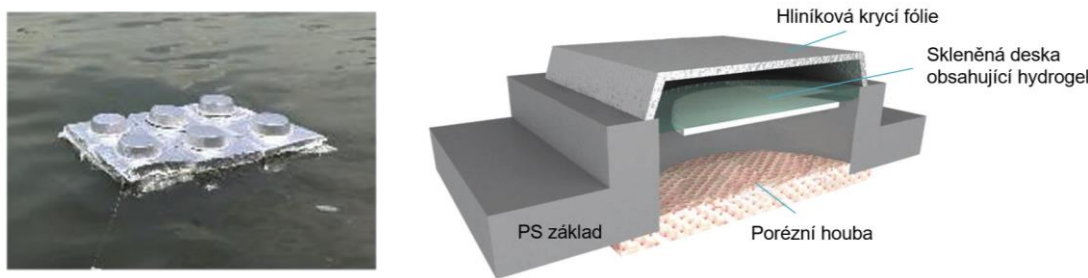
Rychlost výroby vodní páry je $1,02 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{h}^{-1}$ s účinností 72 % za sluneční intenzity $1 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ s dvouúrovňovým zařízením, které je na *obrázku 36*. Za jeden den bylo na základě experimentu získáno $3,67 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$ vody.



Obrázek 36 – (vlevo) schéma solárního membránového destilačního systému mořské vody, (vpravo) bilance tepelných toků pro absorbér, upraveno z: [78]

Použití hydrogelu v aplikaci získávání vodní páry z mořské hladiny

Následující studie [55] (Nandakumar 2019) se zabývá využitím ultra hydrofobického hydrogelu v aplikaci získávání vodní páry z vlhkého vzduchu nad vodní hladinou moře. Dle provedené simulace vodní hladiny nad mořem (relativní vlhkost okolo 90 %), za předpokladu denního světla 12 hodin, rozdělených do 12 cyklů, kde absorpce trvá 45 minut a 15 minut desorpce. Bylo za jeden den vyrobeno pomocí 1,2 g hydrogelu 12 ml vody. Bylo provedeno více než 1000 cyklů absorpce/desorpce s výraznou stabilitou, bez ztráty účinnosti. Hladina moře je oddělena pomocí porézního materiálu, zamezující přímý kontakt mezi hydrogelem a mořskou vodou. Nevýhodou je nutné vyjmutí nasyceného hydrogelu za účelem desorpčních cyklů.

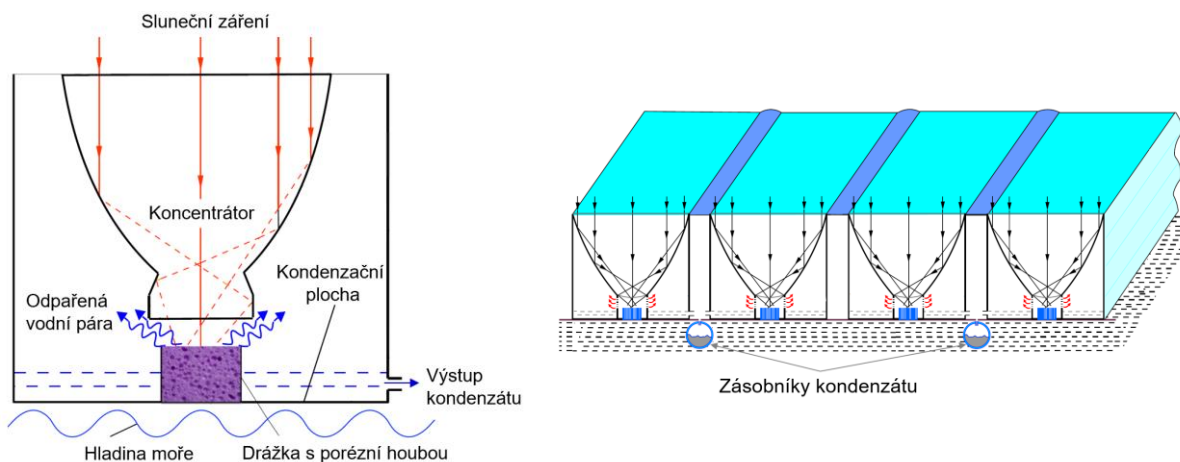


Obrázek 37 – Získávání vodní páry odpařené z mořské hladiny, upraveno z: [55]

Další možný způsob získávání vody z mořské hladiny

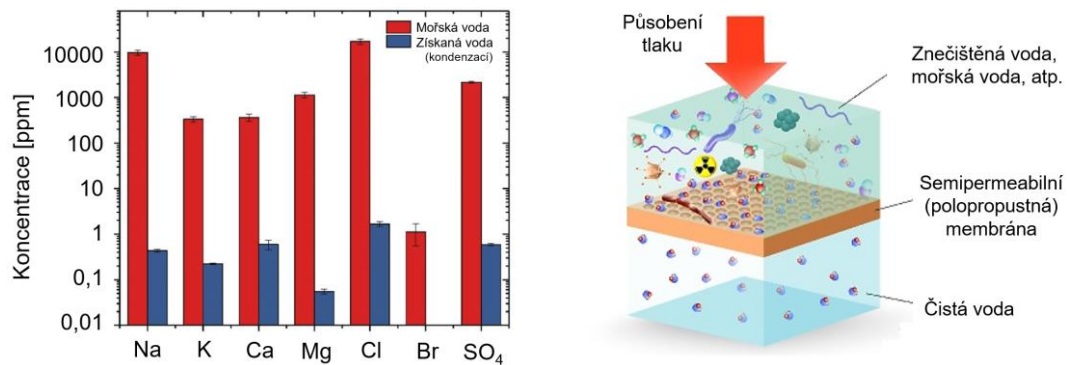
Odpaření vodní páry z mořské hladiny s následnou kondenzací je obecně známý způsob. Následující experiment [79] používá koncentrátory usměřující sluneční záření na drážku s porézní houbou, která je nasáklá mořskou vodou. Dopadající sluneční záření způsobí odpaření vodní páry, která následně zkondenzuje na chladném povrchu, který je v tomto případě spodní povrch, jenž je ochlazován vodní hladinou. Vzniklý kondenzát je poté odveden. Výhodou je zde využití energie záření a tepelného potenciálu hladiny moře.

Dle provedeného experimentu byl za stálého sledování slunce celkový zisk vody převedený na jednotku plochy $1,38 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{den}^{-1}$. Při sledování pouze azimutu slunce byl zisk vody $1,19 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{den}^{-1}$, přičemž denní solární termální míra konverze dosáhla 22,7 %.



Obrázek 38 – Odpařování vodní páry z mořské hladiny, upraveno z: [79]

Dalším způsobem, jak získávat vodu ze slané mořské vody je např. pomocí reverzní osmózy [80], [81], kde kontaminovaná, resp. mořská voda prochází membránou, která propouští molekuly vody, zatímco rozpuštěné soli a kontaminanty jsou zachyceny – princip funguje vlivem působení tlaku, čištění probíhá otočením směru působení tlaku). Současná energetická náročnost na odsolování mořské vody pomocí RO se pohybuje okolo $3 \div 5 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-3}$ čisté vody [73].



Obrázek 39 – (vlevo) Porovnání koncentrace vybraných prvků vody, upraveno z: [55]; (vpravo) znázornění principu RO, upraveno z: [82]

pozn. předchozí *obrázek (vlevo)* demonstruje koncentraci vybraných prvků slané mořské vody v porovnání se získaným kondenzátem vzniklým odpařením z hladiny moře s následnou kondenzací – viz aplikace zmíněné v *kapitole 5.5.5*.

6 Energetická náročnost kondenzace vzdušné vlhkosti

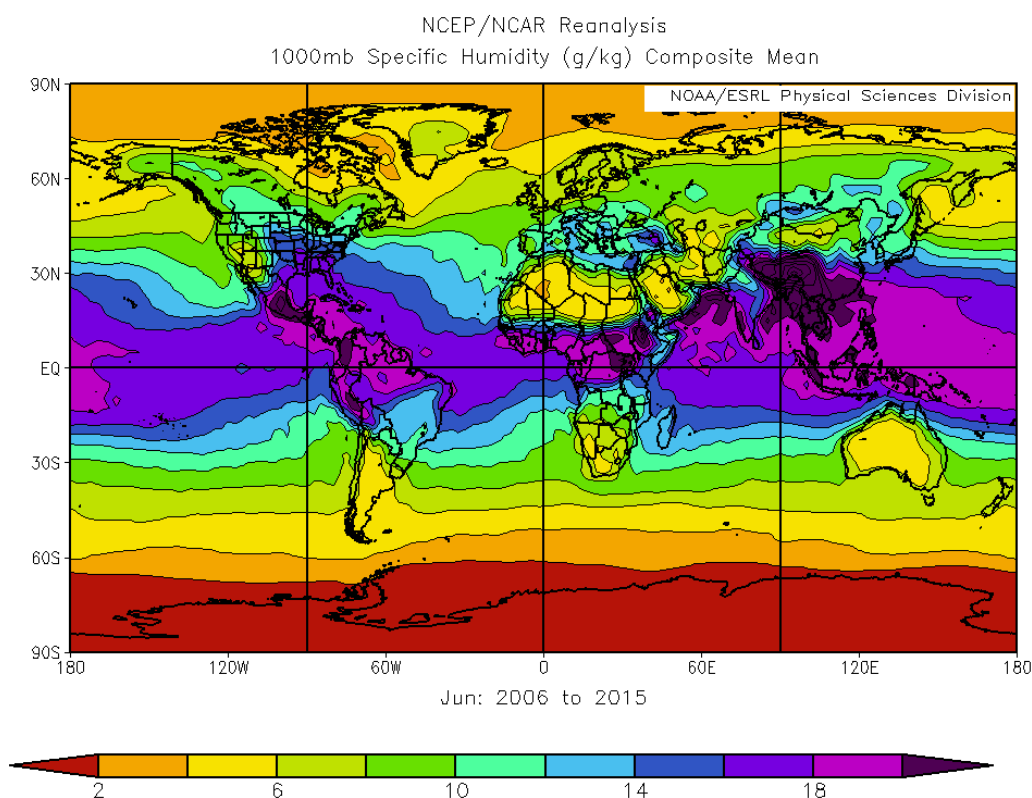
V této kapitole je určena energetická náročnost (tj. poměr vynaložené práce na výrobu 1 l vody) reálného zařízení AWG používaného v Belize City (Karibské ostrovy). V následující kapitole 7 je poté stanovena energetická náročnost v podmínkách ČR v závislosti na nadmořské výšce vybraných lokalit. Dále je v kapitole 9.2 uvedena energetická náročnost pro odstupňované varianty chladících výkonů.

Standartní zkušební podmínky

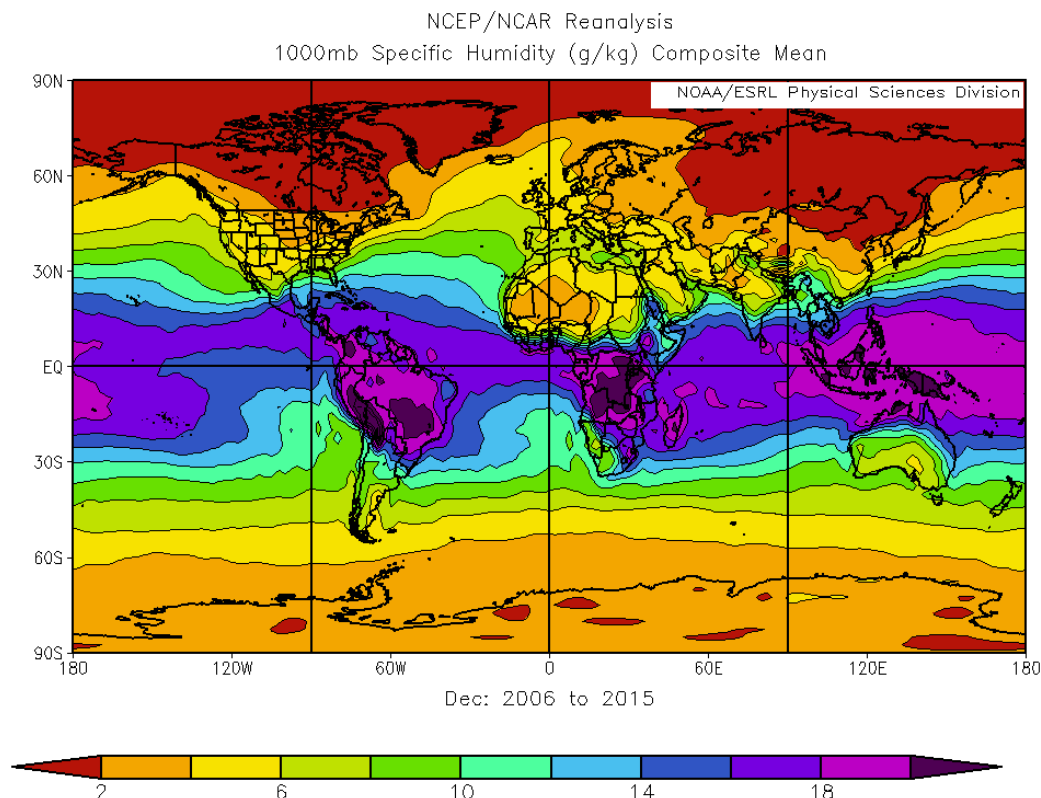
Pro možné porovnání jednotek AWG z hlediska výroby vody je zapotřebí stanovit standartní zkušební podmínky (STC), kde je uvažováno [41]:

- Teplota vzduchu 26,7 °C
- Relativní vlhkost 60 %
- Atmosférický tlak vzduchu 101325 Pa
- To odpovídá hustotě vodní páry 15,2 g·m⁻³ resp. měrné vlhkosti 13,18 g·kg⁻¹_{sv}

Výhodnost provozu zařízení na výrobu vody ze vzduchu je v oblastech s vyšší teplotou a vlhkostí (např. přímořské rovníkové oblasti, deštné pralesy atp.), vhodné jsou rovněž oblasti s nižší nadmořskou výškou. Z následujících obrázků 40 a 41 je patrné zastoupení měrné vlhkosti na zemském povrchu.



Obrázek 40 – Mapa měrné vlhkosti vodních par na povrchu Země pro měsíc červen [41]



Obrázek 41 – Mapa měrné vlhkosti vodních par na povrchu Země pro měsíc **prosinec** [41]

6.1 Reálná aplikace zařízení na výrobu vody ze vzduchu

Zařízení je použito ve výhodné části přímořské oblasti Belize City 17° 32' severní šířky a 88° 18' západní délky (lokace je patrná na *obrázcích 40 a 41*). Jednotka AWG je instalovaná v nadmořské výšce $H = 4$ m. Jednotka funguje jako TČ typu vzduch-vzduch.

Tabulka 3 – Technické parametry použité jednotky CanDew-2500M [83]

CanDew - 2500M	
produkce vody při: 26,7 °C; 60 %	2500 l·den ⁻¹
objemový tok vzduchu	12240 m ³ ·h ⁻¹
celkový chladicí výkon, prac. látka chladivo R-410A	140,7 kW
el. příkon - celkový	52,76 kW
el. příkon - kompresor, 460 V, 3f, 60 Hz	46,7 kW
el. příkon - ventilátor, 460 V, 3f, 60 Hz	5,6 kW
el. příkon - ostatní, 240 V, 1f 50/60 Hz	0,46 kW

Tabulka 4 – Zaznamenané provozní parametry z reálné instalace zařízení, převzato z: [84]

#	datum	T_{start}	T_{konec}	t_1 [°C]	φ_1 [%]	\dot{V}_{vzd} [m ³ /s]	$t_{p,v}$ [°C]	t_2 [°C]	φ_2 [%]
1	26.01.2006	15:15:10	15:30:20	24,2	98	2,40	8,9	12,3	99
2	27.01.2006	11:04:00	11:15:18	26,2	81	3,46	9,9	12,2	99
3	27.01.2006	11:50:00	12:00:45	26,7	80	3,46	10	12,7	99
4	27.01.2006	12:15:00	12:26:30	27,3	73	3,46	10,7	13,1	99
5	30.01.2006	11:09:00	11:19:36	32,6	50	3,46	12,6	13,4	99
6	30.01.2006	11:25:00	11:35:50	31,9	58	3,46	12	13,1	99
7	30.01.2006	11:39:00	11:50:00	32,4	52	3,46	12,6	13,5	99
8	31.01.2006	12:36:00	12:47:50	33,4	51	3,46	11,8	12,5	99
9	31.01.2006	12:50:00	13:01:50	33	52	3,46	11,8	12,4	99
10	31.01.2006	13:05:00	13:16:50	33	52	3,46	11,8	12,6	99
11	02.02.2006	11:37:00	11:47:55	32,2	50	3,46	11,4	12,3	99
12	02.02.2006	11:49:30	12:00:35	31,9	57	3,60	11,6	12,4	99
13	02.02.2006	12:03:00	12:13:10	32,3	50	3,60	11,4	12,4	99
14	04.02.2006	10:30:00	10:42:25	26,8	82	2,49	6,8	7,6	99
15	04.02.2006	10:43:30	10:55:23	26,6	84	2,49	7	7,3	99
16	04.02.2006	10:57:00	11:08:45	26,5	86	2,49	6,9	7,3	99

Ze všech dat, které byli k dispozici (tj. 19 bodů), byla vybrána pouze data, kde byly změřeny všechny potřebné parametry. Nevýhodou je fakt neznámosti měření a velmi malý počet dat ze kterých lze tvořit vhodné závěry.



Obrázek 42 – Atmosférický generátor vody CanDew-2500M v Belize City [84]

6.1.1 Stanovení výroby vody

Na základě dostupných dat dle *tabulky 4* je následně stanoveno energetické zhodnocení výše uvedeného zařízení. Je zde proveden modelový výpočet pro **7 bod**.

Stanovení dílčích tlaků vzduchu

$$p = p_0 \cdot e^{\frac{-\rho_0 \cdot H \cdot g}{p_0}} = 101325 \cdot e^{\frac{-1,225 \cdot 4,9,81}{101325}} = 101276,9 \quad [Pa] \quad (6.1)$$

$$p_p'' = e^{\left(23,58 - \frac{4044,2}{235,6+t}\right)} = e^{\left(23,58 - \frac{4044,2}{235,6+32,4}\right)} = 4864,41 \quad [Pa] \quad (6.2)$$

$$p_p = p_p'' \cdot \varphi = 4864,41 \cdot 0,52 = 2529,5 \quad [Pa] \quad (6.3)$$

$$p_{sv} = p - p_p = 101276,9 - 2529,5 = 98747,4 \quad [Pa] \quad (6.4)$$

Stanovení teploty rosného bodu

$$t_{rb} = c_2 \cdot \frac{\ln\left(\frac{\varphi}{100}\right) + \frac{c_1 \cdot t}{c_2 + t}}{c_1 - \ln\left(\frac{\varphi}{100}\right) - \frac{c_1 \cdot t}{c_2 + t}} = 234,175 \cdot \frac{\ln(0,52) + \frac{17,08085 \cdot 32,4}{234,175 + 32,4}}{17,08085 - \ln(0,52) - \frac{17,08085 \cdot 32,4}{234,175 + 32,4}} =$$

$$= 21,27 \quad [^{\circ}C] \quad (6.5)$$

Stanovení upravené hodnoty výparného tepla

$$l_{(23)rb} = l_{(23)tr} - (c_{p(k)} - c_{p(p)}) \cdot t_{rb} = 2500,9 - (4,186 - 1,84) \cdot 21,27 = 2451,01 \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (6.6)$$

Stanovení vstupní měrné vlhkosti

$$x_1 = x_p = 0,622 \cdot \frac{p_p}{p - p_p} = 0,622 \cdot \frac{2529,5}{101276,9 - 2529,5} = 0,01593 \quad \left[\frac{kg}{kg_{sv}} \right] \quad (6.7)$$

Stanovení vstupních hustot suchého vzduchu a vodní páry

$$\rho_{sv} = \frac{p_{sv}}{r_{sv} \cdot T} = \frac{98747,4}{287,06 \cdot (32,4 + 273,15)} = 1,126 \quad \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (6.8)$$

$$\rho_p = x \cdot \rho_{sv} = 0,01593 \cdot 1,126 = 0,01794 \quad [kg \cdot m^{-3}] \quad (6.9)$$

Stanovení hmotnostního toku suchého vzduchu

$$\dot{m}_{sv} = \rho_{sv} \cdot \dot{V} = 1,126 \cdot 3,463 = 3,898 \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (6.10)$$

Stanovení získaného kondenzátu

$$\dot{m}_{kond} = \dot{m}_{sv} \cdot (x_1 - x_2) = 3,898 \cdot (0,01593 - 0,00956) = 0,02485 \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (6.11)$$

$$\dot{m}_{kond} = 0,02485 \cdot 3600 = 89,5 \quad [l \cdot h^{-1}] \quad (6.12)$$

Stanovení účinnosti odvlhčování

$$\eta_{odvl} = \frac{\dot{m}_{kond}}{\dot{m}_{sv} \cdot x_1} = \frac{0,02485}{3,898 \cdot 0,01593} \cdot 100 = 40,01 \quad [\%] \quad (6.13)$$

Stanovení citelného a latentního tepla při chlazení vzduchu s kondenzací

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{sv} \cdot c_{p(sv)} \cdot (t_1 - t_2) = 3,898 \cdot 1,005 \cdot (32,4 - 13,5) = 74,05 \quad [kW] \quad (6.14)$$

$$\dot{Q}_v = \dot{m}_{kond} \cdot \bar{l}_{(23)rb} = \dot{m}_{kond} \cdot \frac{l_{(23)rb,1} + l_{(23)rb,2}}{2} = 0,02485 \cdot \frac{2451,01 + 2469,59}{2} = 61,14 \quad [kW] \quad (6.15)$$

$$\dot{Q}_{ch} = \dot{Q}_c + \dot{Q}_v = 74,05 + 61,14 = 135,19 \quad [kW] \quad (6.16)$$

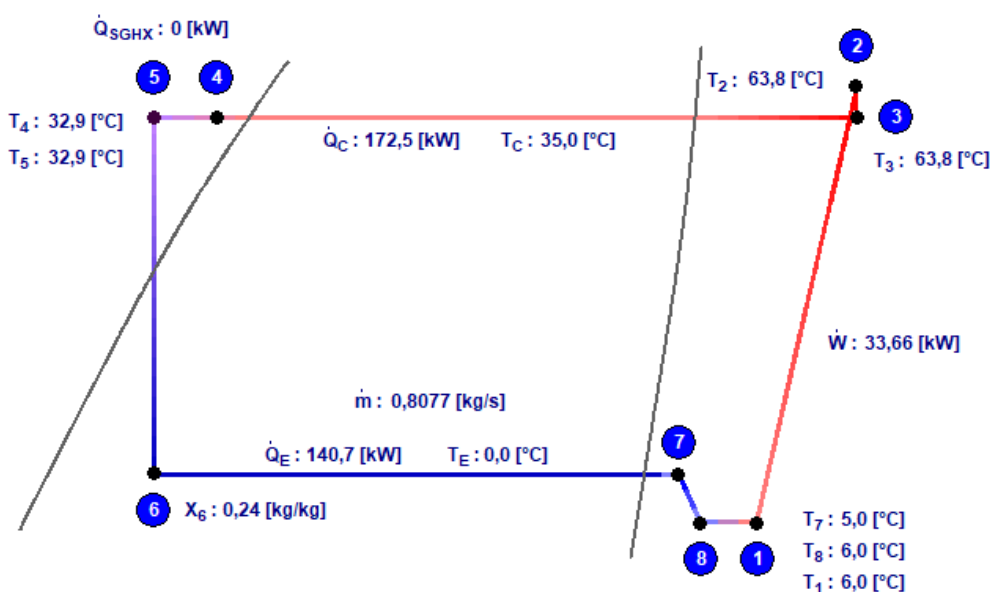
6.1.2 Stanovení chladicího faktoru

Vzhledem k tomu, že je znám pouze jeden údaj popisující chladicí faktor AWG v jednom bodě, ze kterého není vhodné počítat celkový příkon zařízení – z toho důvodu, že parametr COP_{ch} je proměnný a mění se vlivem rozdílných teplot odvodu tepla ze strany kondenzátoru a chladu ze strany výparníku – je proto zapotřebí určit parametr COP_{ch} , který bude dané vlivy uvažovat.

Proměnný chladicí faktor pro dané venkovní teploty se určil pomocí programu na simulační modely chladících zařízení *CoolPack*, dle známého typu chladiva, elektrického příkonu kompresoru, chladicího výkonu viz *obrázek 43*.

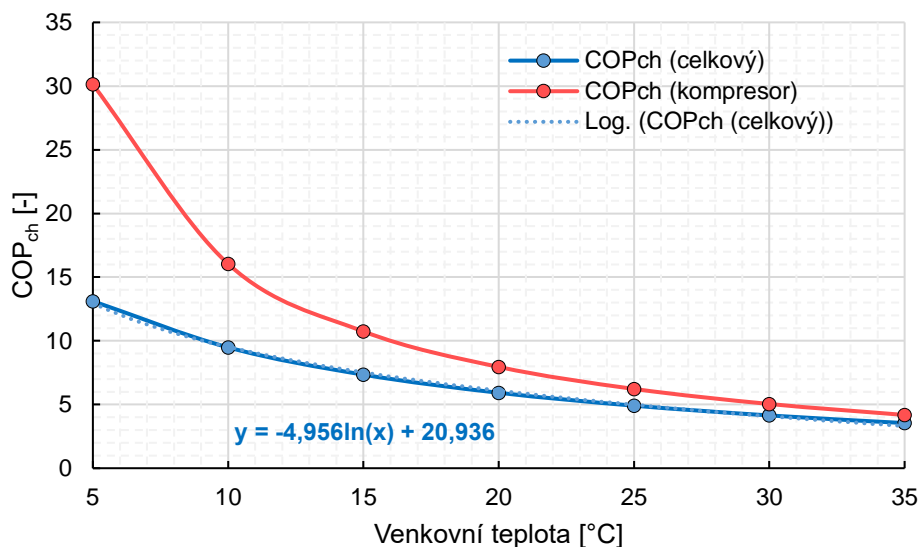
CYCLE SPECIFICATION					
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER	REFRIGERANT
T_E [°C]:	0,0	ΔT_{SH} [K]:	5	Δp_{SL} [K]:	0,5
T_C [°C]:	35,0	ΔT_{SC} [K]:	2	Δp_{DL} [K]:	0,5
CYCLE CAPACITY					
Cooling capacity \dot{Q}_E [kW]	140,7	\dot{Q}_E : 140,7 [kW]	\dot{Q}_C : 172,5 [kW]	\dot{m} : 0,8077 [kg/s]	\dot{V}_S : 100,87 [m³/h]
COMPRESSOR PERFORMANCE					
Isentropic efficiency η_{is} [-]	0,69	η_{is} : 0,690 [-]	\dot{W} : 33,66 [kW]		
COMPRESSOR HEAT LOSS					
Heat loss factor f_Q [%]	10	f_Q : 10,0 [%]	T_2 : 63,8 [°C]	\dot{Q}_{LOSS} : 3,366 [kW]	
SUCTION LINE					
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	1,0	\dot{Q}_{SL} : 1169 [W]	T_8 : 6,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$: 1,0 [K]	
Calculate		Print	Help	Home	Auxiliary
				State Points	COP: 4,181 COP*: 4,215

Obrázek 43 – Ukázka parametrů modelového chladicího cyklu z programu CoolPack [85]



Obrázek 44 – Pracovní schéma modelového chladicího cyklu z programu CoolPack [85]

Nastavením proměnné střední teploty kondenzace chladiva (tj. T_C) a střední teploty varu chladiva (tj. T_E) v návaznosti na venkovní teplotě se získají potřebné údaje chladících faktorů. Získané závislosti se posléze proložily křivkou pro zjištění toho, jak jsou ovlivněny vstupní venkovní teplotou vzduchu do zařízení AWG dle následujícího grafu 9.



Graf 9 – Závislost chladicího faktoru na venkovní teplotě vzduchu

Kde červená křivka popisuje chladicí faktor s uvažováním příkonu pouze kompresoru – pro určení celkového chladicího faktoru je nutné jej přepočítat dle rovnice 6.17 se započítáním všech komponentů odebírajících elektrickou energii – viz modrá křivka.

$$COP_{ch,komp} = \frac{P_{ch}}{P_{komp}} \rightarrow COP_{ch} = \frac{P_{ch}}{P_{komp} + P_{vent} + P_{ost}} \quad (6.17)$$

Chladicí faktor narůstá vlivem poklesu venkovní teploty vzduchu, to je dáno např. lepším odvodem tepla z kondenzátoru a nižší zátěží kompresoru – tím zařízení spotřebuje méně elektrické energie.

6.1.3 Stanovení energetické náročnosti

$$P_{in} = \frac{P_{ch}}{COP_{ch}} = \frac{135,19}{3,7} = 36,5 \quad [kW] \quad (6.18)$$

$$E_{kond} = \frac{P_{in}}{\dot{m}_{kond}} = \frac{36,5}{89,5} = 0,41 \quad \left[\frac{kWh}{l} \right] \quad (6.19)$$

Tabulka 5 – Vyhodnocené parametry (a) AWG jednotky CanDew-2500M v Belize City

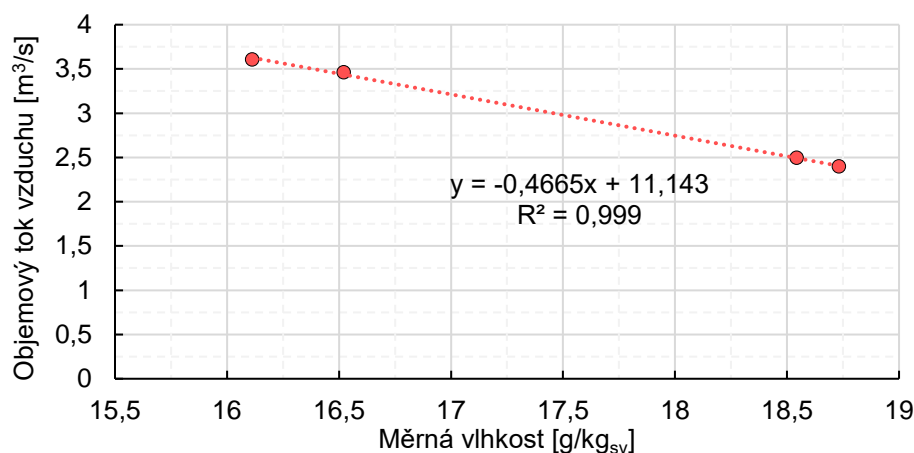
#	h_1 [kJ/kg]	h_2 [kJ/kg]	x_1 [g/kg _{sv}]	x_2 [g/kg _{sv}]	COP_{ch} [-]	P_{ch} [kW]	\dot{Q}_c [kW]	\dot{Q}_l [kW]
1	70,95	34,38	18,73	8,83	5,14	100,38	33,06	67,32
2	69,76	34,14	17,40	8,77	4,75	140,18	55,86	84,33
3	71,04	35,38	17,71	9,06	4,66	139,95	55,74	84,21
4	69,21	36,39	16,71	9,31	4,55	128,62	56,51	72,11
5	71,66	37,15	15,48	9,50	3,67	132,67	75,23	57,44
6	75,46	36,39	17,31	9,31	3,78	150,33	73,62	76,71
7	72,56	37,41	15,93	9,56	3,70	135,19	74,05	61,14
8	75,11	34,88	16,54	8,94	3,55	154,14	81,54	72,60
9	74,57	34,63	16,49	8,88	3,61	153,27	80,48	72,79
10	74,57	35,13	16,49	9,00	3,61	151,34	79,70	71,64
11	70,37	34,38	15,13	8,83	3,73	138,75	78,11	60,63
12	74,70	34,63	17,01	8,88	3,78	160,63	79,53	81,10
13	70,69	34,63	15,22	8,88	3,71	144,65	81,28	63,37
14	72,53	23,66	18,27	6,41	4,64	138,33	55,00	83,32
15	72,90	23,03	18,51	6,28	4,68	141,23	55,31	85,92
16	73,63	23,03	18,85	6,28	4,69	143,29	55,01	88,28
průměr	72,48	33,08	16,99	8,55	4,14	140,81	66,88	73,93

Tabulka 6 – Vyhodnocené parametry (b) AWG jednotky CanDew-2500M v Belize City

#	<i>Doba testu</i> [s]	\dot{m}_{sv} [kg _{sv} /s]	\dot{m}_{kond} [g/s]	$\dot{m}_{kond, (test)}$ [l]	\dot{m}_{kond} [l/h]	\dot{m}_{kond} [l/den]	η_{odvl} [%]	E_{kond} [kWh/l]
1	910	2,76	27,38	24,9	98,6	2366	52,9	0,20
2	678	3,97	34,28	23,2	123,4	2962	49,6	0,24
3	645	3,96	34,24	22,1	123,3	2959	48,8	0,24
4	690	3,96	29,31	20,2	105,5	2533	44,3	0,27
5	636	3,90	23,34	14,8	84,0	2017	38,7	0,43
6	650	3,90	31,19	20,3	112,3	2695	46,2	0,35
7	660	3,90	24,85	16,4	89,5	2147	40,0	0,41
8	710	3,88	29,50	20,9	106,2	2549	45,9	0,41
9	710	3,89	29,58	21,0	106,5	2556	46,1	0,40
10	710	3,89	29,11	20,7	104,8	2516	45,4	0,40
11	655	3,91	24,62	16,1	88,6	2127	41,7	0,42
12	665	4,06	32,96	21,9	118,7	2848	47,8	0,36
13	610	4,06	25,74	15,7	92,6	2224	41,6	0,42
14	745	2,85	33,81	25,2	121,7	2921	64,9	0,25
15	713	2,85	34,86	24,9	125,5	3012	66,1	0,24
16	705	2,85	35,82	25,3	129,0	3095	66,7	0,24
průměr	693	3,66	30,04	20,9	108,1	2595	49,2	0,33

Výstupní vzduch z jednotky je nasycený o relativně velké hodnotě měrné vlhkosti (v porovnání s podmínkami v klimatickém pásmu ČR viz *graf 13 v kapitole 7.1.1*). Zde by bylo možná výhodné umístit přídatný stupeň chladiče, který by odebíral převážně latentní teplo za zisku kondenzátu.

Následující graf je sestaven na základě známých bodů o daném objemovém toku, kterým odpovídá průměrná hodnota vstupní měrné vlhkosti.



Graf 10 – Závislost objemového toku vzduchu na vstupní měrné vlhkosti

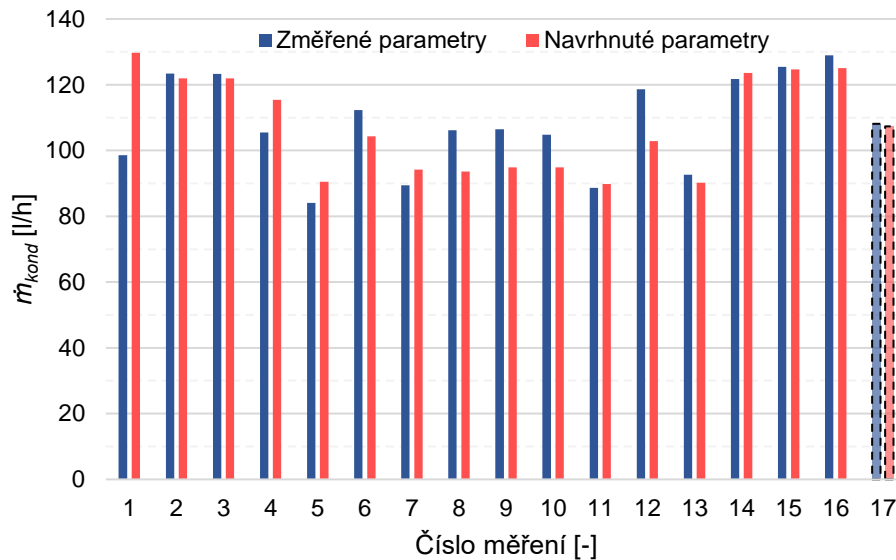
Následující *tabulka 7* porovnává změřenou výstupní teplotu t_2 a objemový tok vzduchu V_{vzd} s navrženými parametry, které jsou potřebné k určení predikované výroby vody. Cílem tabulky je zde demonstrovat možnou relativní shodu v porovnání modelového výpočtu, (který je následně použit v klimatickém pásmu ČR) na základě vhodně navržených neznámých parametrů, které splňují nastavené podmínky – viz kapitola 6.2.

Tabulka 7 – Porovnání změřených výstupních teplot s navrženou výstupní teplotou

#	Změřené parametry				Navrhnuté parametry			
	t_2 [°C]	φ_2 [%]	\dot{V}_{vzd} [m^3/s]	\dot{m}_{kond} [l/h]	t_2 [°C]	φ_2 [%]	\dot{V}_{vzd} [m^3/s]	\dot{m}_{kond} [l/h]
1	12,3	99	2,40	98,6	5,8	100	2,40	129,8
2	12,2	99	3,46	123,4	10	100	3,03	121,9
3	12,7	99	3,46	123,3	9,6	100	2,88	122,0
4	13,1	99	3,46	105,5	11,3	100	3,35	115,4
5	13,4	99	3,46	84,0	12,3	100	3,40	90,5
6	13,1	99	3,46	112,3	12,3	100	3,07	104,3
7	13,5	99	3,46	89,5	12,6	100	3,40	94,2
8	12,5	99	3,46	106,2	13,6	100	3,40	93,7
9	12,4	99	3,46	106,5	13,4	100	3,40	94,8
10	12,6	99	3,46	104,8	13,4	100	3,40	94,8
11	12,3	99	3,46	88,6	11,8	100	3,40	89,8
12	12,4	99	3,60	118,7	12,6	100	3,21	102,9
13	12,4	99	3,60	92,6	11,9	100	3,40	90,2
14	7,6	99	2,49	121,7	8,3	100	2,62	123,6
15	7,3	99	2,49	125,5	7,5	100	2,51	124,7
16	7,3	99	2,49	129,0	6,3	100	2,35	125,0
průměr	11,7	99	3,23	108,1	10,8	100	3,08	107,4

Nevýhodou tohoto porovnání je již zmíněná neznámost toho, s jakou přesností jsou změřeny parametry, které ve výsledku tvoří procentuální rozdíl daný *tabulkou 8*.

Pro přehlednost je zde i *graf 11*, popisující množství získaného kondenzátu ze vzdušné vlhkosti.



Graf 11 – Porovnání vyhodnocené výroby vody s navrhnutou výrobou vody dle modelového výpočtu (č. *měření 17* je průměrná hodnota)

Tabulka 8 – Porovnání změřených dat s vyhodnocenými parametry

		Změřené parametry	Navrhnuté parametry	Procentuální rozdíl [%]
\dot{m}_{kond}	[l/h]	108,14	107,36	-0,73
t_2	[°C]	11,69	10,79	-8,34
\dot{V}_{vzd}	[m³/s]	3,23	3,08	-5,10

Z toho lze usoudit, že modelový výpočet může být použit a může odrážet přibližné výsledky získávání vody.

6.2 Modelový výpočet predikované výroby vody ze vzduchu

Pro určení modelu popisujícího predikovanou výrobu vody je zapotřebí neznámé parametry (výstupní teplota) určit tak, aby splňovaly dané podmínky. Výstupní teplota t_2 je navržena tak, aby byla větší jak minimální požadovaná výstupní teplota rosného bodu tj. > 5 °C (údaj výrobce). Výstupní vzduch ze zařízení je uvažován nasycený o 100 % relativní vlhkosti (v zaznamenaných provozních parametrech z reálné instalace zařízení v *tabulce 4* je výstupní vlhkost 99 %, to ale může být ovlivněno polohou čidla, kde je vlhkost měřena).

Optimální teplota se určí z platnosti následující rovnice, kde se hledaná veličina t_2 určí např. pomocí funkce řešitel v programu Microsoft Excel.

$$t_2 \rightarrow \begin{cases} P_{ch} = \dot{m}_{sv} \cdot c_{p(sv)} \cdot (t_1 - t_2) + \dot{m}_{kond} \cdot I_{(23)rb} \\ \dot{m}_{kond} = f(x_2) \rightarrow x_2 = f(p_p'') \rightarrow p_p'' = f(t_2) \end{cases} \quad (6.20)$$

Další nastavenou podmínkou je provoz do minimální relativní vlhkosti okolního vstupního vzduchu do zařízení (v modelu uvažována hodnota 25 % viz údaj výrobce v *tabulce 18*).

Během modelového výpočtu je chladicí faktor COP_{ch} uvažován proměnný a je určen v závislosti na *kapitole 6.1.2*.

Rovněž je uvažována podmínka na minimální celkový příkon jednotky (hodnota P_{in} je dána *rovnicí 6.18*), kde v modelovém případě je uvažováno:

$$\begin{aligned} P_{in} &\mapsto \text{když } (P_{in} > P_{in_min}) \rightarrow P_{in} = P_{in} \\ P_{in} &\mapsto \text{když } (P_{in} < P_{in_min}) \rightarrow P_{in} = 0 \\ P_{in_min} &= 0,25 \cdot P_{in} \quad [kW] \end{aligned} \quad (6.21)$$

Zároveň je uvažován proměnný objemový tok vzduchu (s menším objemovým tokem je uvažována menší spotřeba elektrické energie ventilátorů) v závislosti na zjištěné závislosti mezi vstupní měrnou vlhkostí (známou dle změřené teploty a relativní vlhkosti) a změřeným objemovým tokem vzduchu dle *grafu 10*, kde je uvedena funkční závislost y . Funkce y je modifikována y' tak, aby mohla být použita i pro jiný průtok vzduchu ventilátoru:

$$\begin{aligned} \dot{V}_{vzd} &\mapsto \text{když } (y' > \dot{V}_{vent,max}) \rightarrow \dot{V}_{vzd} = \dot{V}_{vent,max} \\ \dot{V}_{vzd} &\mapsto \text{když } (y' < \dot{V}_{vent,50\%}) \rightarrow \dot{V}_{vzd} = \dot{V}_{vent,50\%} \\ y &= (-0,4665 \cdot x + 11,143) \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \\ y' &= y \cdot \frac{\dot{V}_{vent,max}}{\dot{V}_{vent,max_0}} \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \end{aligned} \quad (6.22)$$

Výše uvedené podmínky jsou uvažovány v modelovém výpočtu pro podmínky v klimatickém pásmu ČR v následující kapitole.

Je zřejmé, že hodinová data budou „přesněji“ predikovat výrobu vody ze vzduchu než data denní, resp. měsíční. Avšak vzhledem k indispozici dostupnosti hodinových dat pro více lokací pro více let jsou uvažovány data denní.

7 Studie získávání vody ze vzduchu v klimatickém pásmu ČR

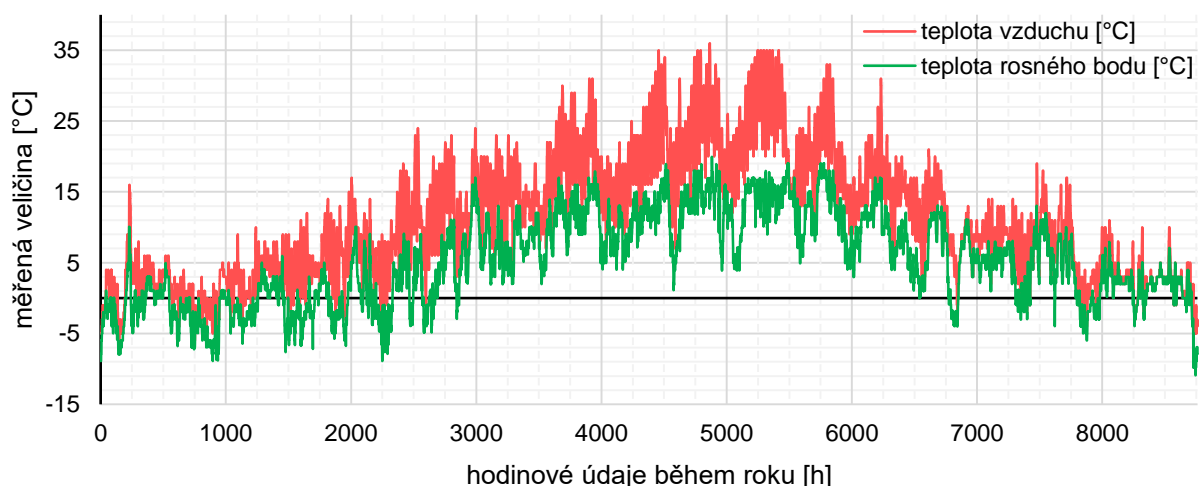
Pro určení výroby vody ze vzduchu v jednotlivých hodinách, dnech a měsících v průběhu roku jsou použita klimatická data z meteostanice Brno Tuřany. Na *obrázku 45* v závěru této kapitole se nachází mapa vybraných míst s určením základních parametrů výroby vody.

Vstupující parametry použité jednotky AWG pro predikci výroby vody

- Na základě provedené studie v kapitole 9.2.2 konkrétně v *tabulce 21* porovnávající 3 odstupňované řady výkonů, byla vybrána jednotka AWG, která vyšla nejlépe. Technické specifikace použité jednotky jsou uvedeny v *tabulce 18* na *str. 110*.

Klimatické pásmo ČR

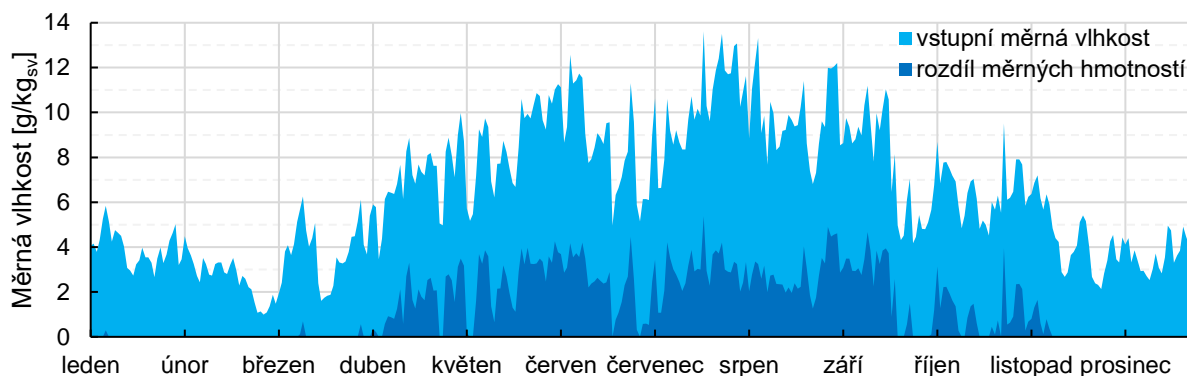
- Mírné podnebí, přechodné mezi oceánským a kontinentálním s charakteristickým západním prouděním. Hlavní vliv na podnebí ČR má nadmořská výška a reliéf – např. pro každých 100 m.n.m. se průměrná teplota sníží o 0,61 °C. Průměrná roční teplota se v současné době pohybuje mezi 7 ÷ 11 °C (2010 ÷ 2017). [86]



Graf 12 – Roční průběh teploty vzduchu a teploty rosného bodu zaznamenané v hodinových intervalech pro rok 2015 v měřicí stanici LKTB – Brno Tuřany

7.1.1 Nemožnost výroby vody při nevýhodných podmínkách

Z následujícího *grafu 13* je patrné to, že pokud je hodnota měrné vlhkosti venkovního vzduchu (vzduchu vstupujícího do jednotky AWG) menší jak 5,4 g/kg_{sv}, tak není možné pomocí strojního chlazení odvlhčit vzduch (viz technické parametry zařízení v *tabulce 18*). V období od cca dubna do cca konce října (stejně je tomu tak i v jiných letech viz dále) je možné získávat vodu ze vzdušné vlhkosti díky větší hodnotě měrné vlhkosti v tomto období.

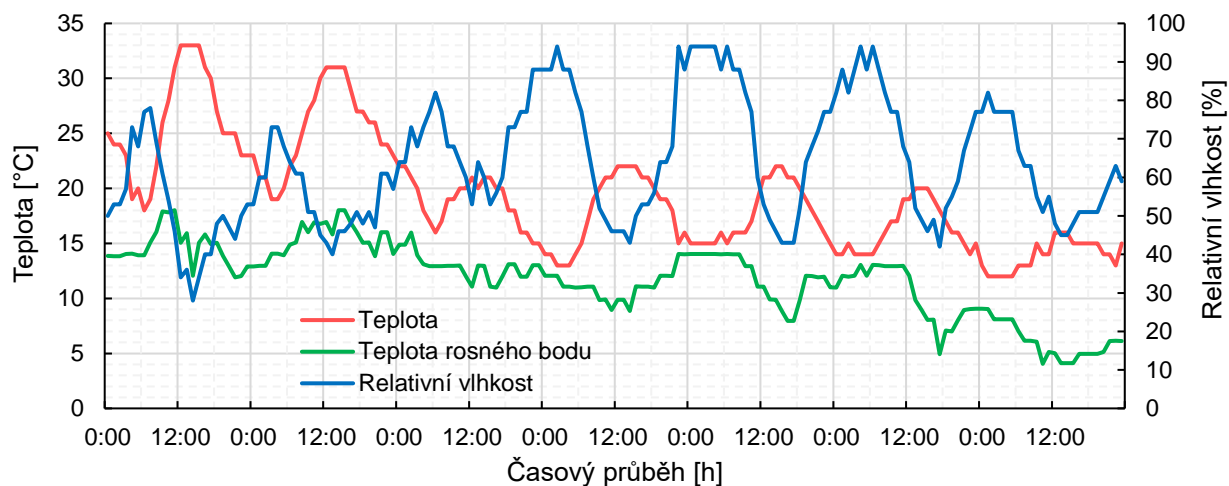


Graf 13 – Přehled hodnot měrné vlhkosti v průběhu roku 2018

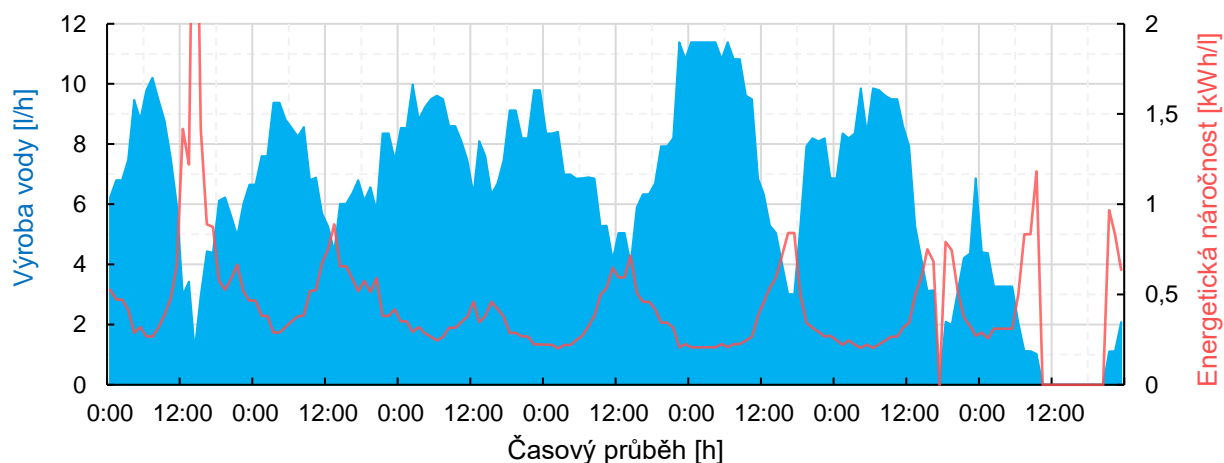
7.2 Ukázka týdenního intervalu získávání vody ze vzduchu

Na základě známých hodinových dat klimatických podmínek (teploty a vlhkosti) v dané lokalitě (rok 2015 měřící stanici LKTb – Brno Tuřany) je možné stanovit přehled výroby vody ze vzduchu v průběhu dne. Z následujících grafů je posléze patrné, jak teplota vzduchu ovlivňuje relativní vlhkost, a tím hodnotu rosného bodu, zároveň lze říci, že:

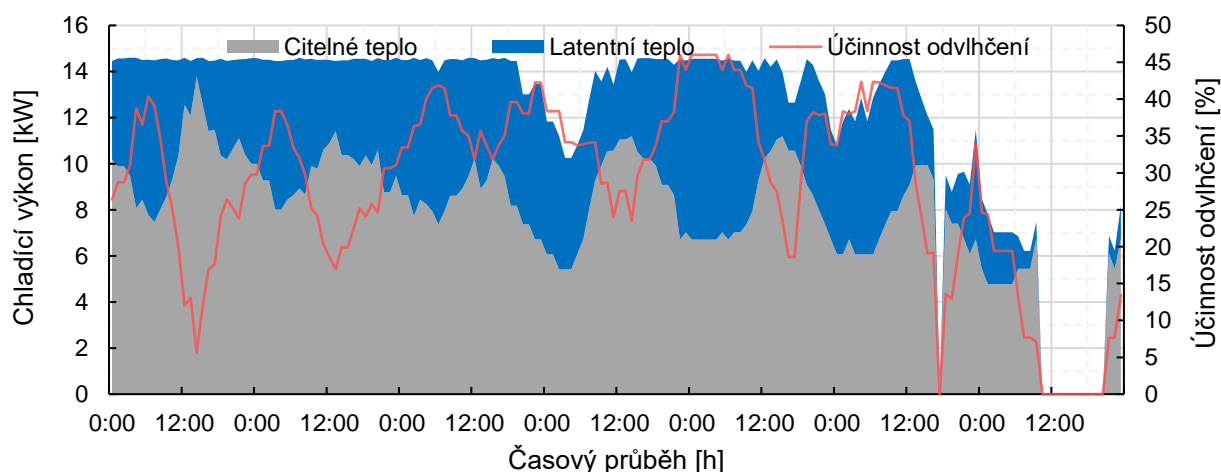
- Čím je větší okolní teplota rosného bodu, tím více vody lze v daném časovém úseku získat
- Pokud je teplota rosného bodu pod minimální výstupní teplotou danou výrobcem (tj. 5 °C), tak zařízení není v činnosti – viz poslední den u *grafů 14, 15, 16*
- Optimální produkce vody při relativně nízké energetické náročnosti je ve večerních až ranních hodinách
- Naopak energetická náročnost je nejvyšší právě v odpoledních hodinách, ve kterých jsou vyšší teploty o nižších hodnotách relativní vlhkosti (dáno vyššími nároky na snížení citelného tepla vzduchu)
- S rostoucími nároky na snížení citelného tepla vzduchu zařízení vyrobí pouze velmi málo vody a energetická náročnost bude velká – viz první den odpoledne (dále je stanoven ukázkový případ této situace) u *grafů 14, 15, 16* (pokud jsou nároky na snížení citelného tepla větší, než je možný chladicí výkon AWG, zařízení nevyrobí žádnou vodu)
- S rostoucí vstupní měrnou vlhkostí roste účinnost odvlhčení, zároveň klesá energetická náročnost



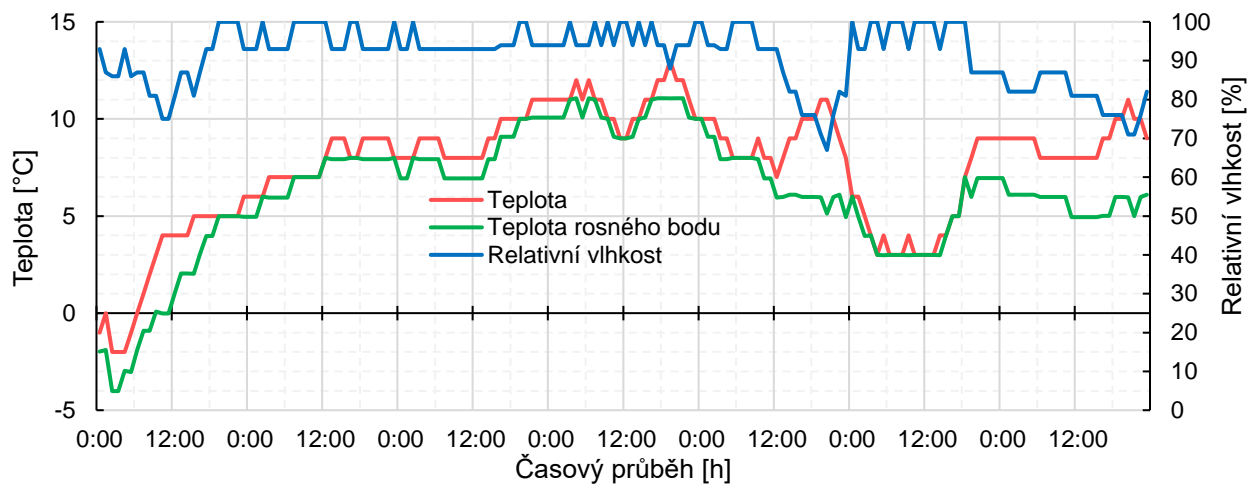
Graf 14 – Průběh teploty a relativní vlhkosti vzduchu v období mezi dny 31.8. – 6.9. 2015



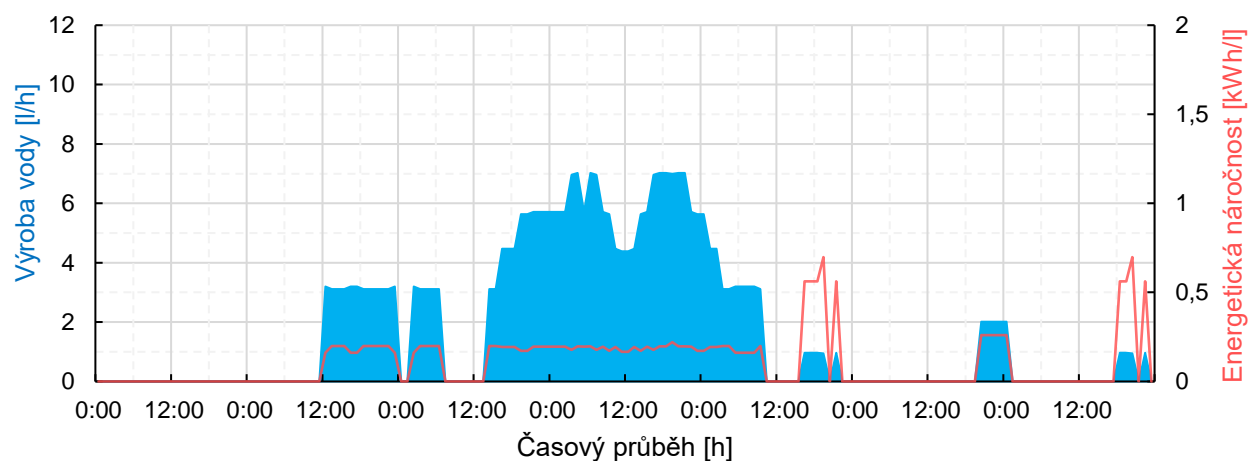
Graf 15 – Hodinová výroba vody a energetická náročnost v období mezi dny 31.8. – 6.9. 2015 na základě venkovních podmínek z grafu 14



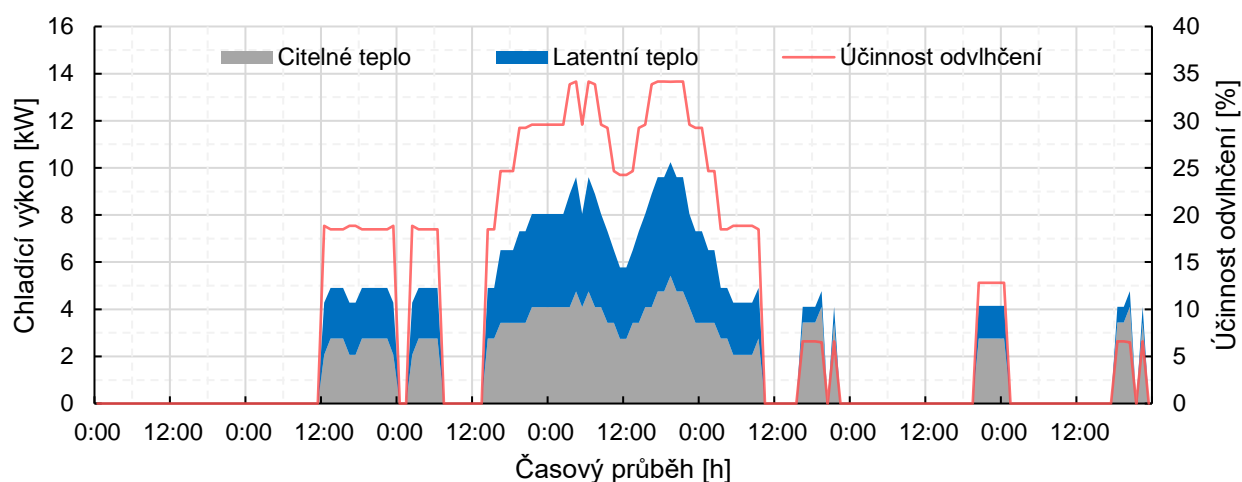
Graf 16 – Energetické nároky na snížení citelného a latentního tepla vstupního vzduchu mezi dny 31.8. – 6.9. 2015



Graf 17 – Průběh teploty a relativní vlhkosti vzduchu v období mezi dny 13.10. – 19.10. 2015



Graf 18 – Hodinová výroba vody a energetická náročnost v období mezi dny 13.10. – 19.10. 2015 na základě venkovních podmínek z grafu 17



Graf 19 – Energetické nároky na snížení citelného a latentního tepla vstupního vzduchu mezi dny 13.10. – 19.10. 2015

Ukázkový výpočet pro – 31.8.2015 ve 14:00 v Brně – viz graf 14

Následující výpočet je zde k demonstraci stavu, ve kterém je energetická náročnost na kondenzaci vzd. vl. vysoká (dáno vysokým faktorem citelného tepla ϑ , resp. nároky na snížení citelného tepla jsou energeticky náročné).

$$P_{ch,c} = \dot{m}_{sv} \cdot c_{p(sv)} \cdot (t_1 - t_2) = 0,57 \cdot 1,005 \cdot (33 - 11,2) = 13,8 \quad [kW] \quad (7.1)$$

$$P_{ch,l} = \dot{m}_{kond} \cdot l_{(23)rb} = \frac{1,15}{3,6} \cdot \frac{2473,6}{1000} = 0,8 \quad [kW] \quad (7.2)$$

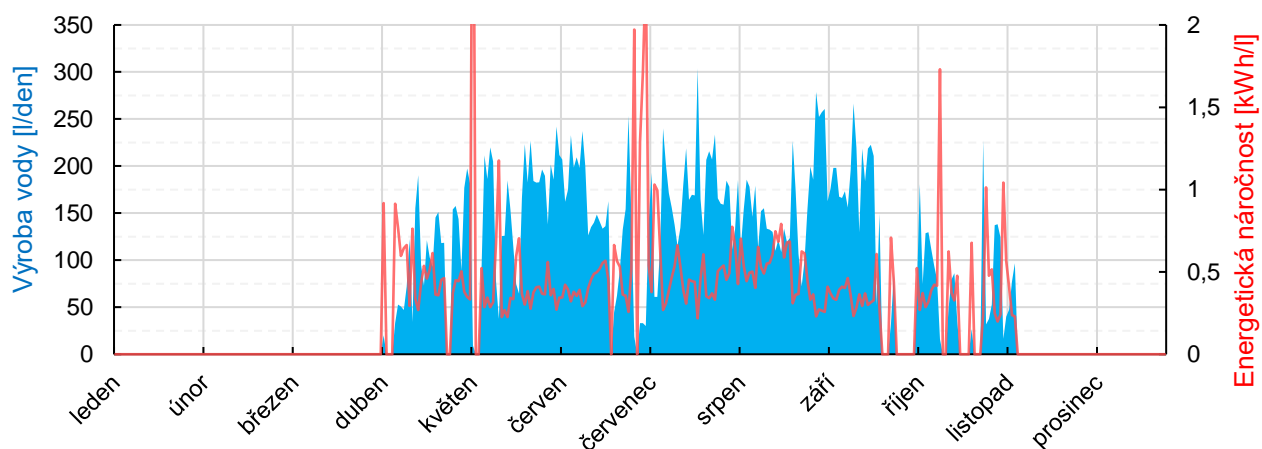
$$P_{ch} = P_{ch,c} + P_{ch,l} = 13,8 + 0,8 = 14,6 \quad [kW] \quad (7.3)$$

$$E_{kond} = \frac{P_{in}}{\dot{m}_{kond}} = \frac{P_{ch}}{\dot{m}_{kond}} = \frac{14,6}{1,15} = 12,7 \quad \left[\frac{kWh}{l} \right] \quad (7.4)$$

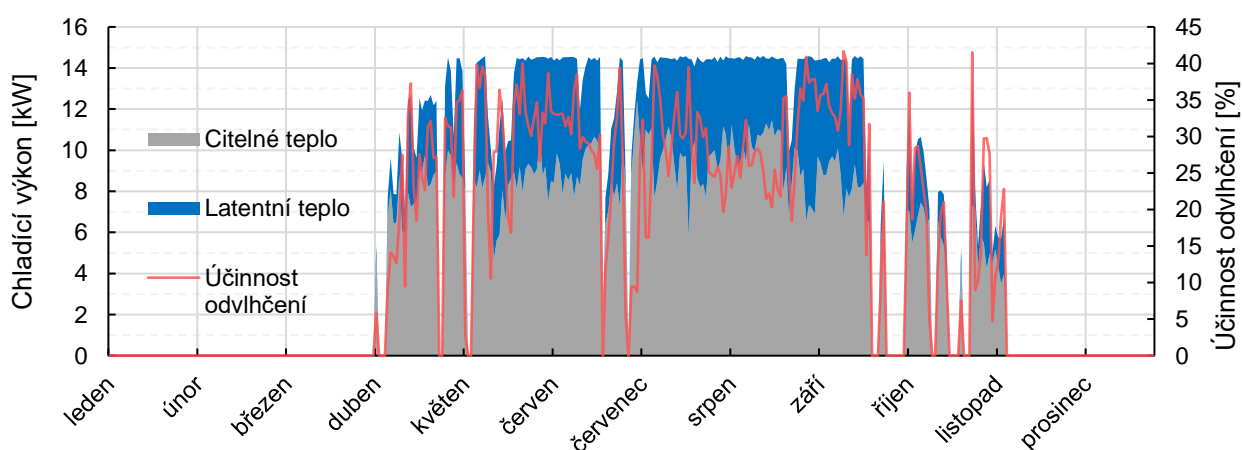
$$\vartheta = \frac{P_{ch,c}}{P_{ch,c} + P_{ch,l}} = 0,95 \quad [-] \quad (7.5)$$

7.3 Roční a měsíční získávání vody ze vzduchu

Na následujících dvou grafech je uvedeno celoroční shrnutí denních dat pro představu o tom, v jakém období můžeme očekávat vyšší a menší produkci získané vody.



Graf 20 – Denní produkce vody při dané energetické náročnosti pro rok 2018 v lokaci měřící stanice Brno Tuřany



Graf 21 – Energetické nároky na snížení citelného a latentního tepla vstupního vzduchu

Následující tabulky shrnují průměrné měsíční parametry vyhodnocených modelových parametrů popisujících získávání vody ze vzduchu.

Tabulka 9 – Měsíční přehled vyhodnocených parametrů (a) pro modelový rok 2018

Měsíc	t [°C]	φ [%]	x_1 [g/kg _{sv}]	x_2 [g/kg _{sv}]	h_1 [kJ/kg]	h_2 [kJ/kg]	η_{odvl} [%]	COP_{ch} [-]
leden	2,02	86,61	3,94	5,56	11,90	18,91	0	0
únor	-1,86	75,68	2,70	5,56	4,92	18,91	0	0
březen	2,45	70,61	3,52	5,56	11,30	18,91	0	0
duben	15,03	59,57	6,63	5,58	31,75	19,00	16,99	5,77
květen	18,52	61,77	8,44	5,96	39,78	20,86	27,66	5,46
červen	20,39	59,60	9,26	6,52	43,74	23,49	28,36	5,09
červenec	22,35	54,77	9,52	6,85	46,35	24,97	26,53	4,77
srpen	23,92	51,48	9,82	7,22	48,72	26,64	26,38	4,59
září	17,26	66,47	8,68	6,14	39,09	21,71	27,64	5,39
říjen	12,37	67,45	6,21	5,56	28,02	18,91	10,78	6,37
listopad	5,94	79,40	4,98	5,56	18,43	18,91	5,71	6,97
prosinec	1,50	84,32	3,69	5,56	10,75	18,91	0	0

Tabulka 10 – Měsíční přehled vyhodnocených parametrů (b) pro modelový rok 2018

Měsíc	\dot{m}_{kond} [l/h]	E_{kond} [kWh/l]	\dot{m}_{kond} [l/den]	\dot{m}_{kond} [l/měsíc]	$P_{odběr}$ [kWh/den]	P_{ch} [kW]	$P_{ch,c}$ [kW]	$P_{ch,l}$ [kW]
leden	0	0	0	0	0	0	0	0
únor	0	0	0	0	0	0	0	0
březen	0	0	0	0	0	0	0	0
duben	3,13	0,47	75,0	2251	35,05	10,86	7,92	2,94
květen	5,91	0,39	141,9	4399	55,74	12,70	8,35	4,35
červen	6,50	0,40	156,1	4682	63,14	13,44	8,81	4,63
červenec	6,27	0,46	150,4	4664	69,81	14,04	9,58	4,45
srpen	6,05	0,52	145,1	4498	75,24	14,15	9,99	4,16
září	6,43	0,33	154,4	4631	50,62	13,42	8,11	5,31
říjen	1,96	0,42	47,0	1456	19,84	8,64	6,18	2,46
listopad	1,01	0,30	24,3	730	7,28	7,00	4,67	2,33
prosinec	0	0	0	0	0	0	0	0

Získávání vody v průběhu celého roku 2018 je pro Brno shrnuto následující tabulkou 11 spolu s posledními 5 lety. V příloze 1 až 4 se poté nachází stejný přehled pro oblast Prahy, Liberce, Přimdy a Lysé Hory.

Tabulka 11 – Roční přehled výroby vody ve dnech, ve kterých zařízení dokáže získávat vodu

Celkový roční přehled získávání vody ve výrobních dnech		2014	2015	2016	2017	2018	průměr
průměrná teplota ⁽¹⁾	[°C]	11,34	11,32	10,66	10,51	11,74	11,11
průměrná vlhkost ⁽¹⁾	[%]	72,49	69,44	73,56	70,44	68,10	70,80
výrobní dny při 0 ÷ 2 kWh/l	[-]	193	174	169	183	193	182,4
výrobní dny při > 2 kWh/l	[-]	2	1	2	2	2	2
průměrná teplota	[°C]	17,02	18,49	18,35	17,80	19,41	18,21
průměrná vlhkost	[%]	69,48	63,11	67,38	63,93	60,59	64,90
SEER	[-]	5,53	5,16	5,29	5,31	5,10	5,28
účinnost odvlhčení	[%]	28,6	25,2	30,2	25,4	26,9	27,3
energetická náročnost	[kWh/l]	0,33	0,41	0,34	0,40	0,41	0,38
celková cena vody	[Kč/l]	1,13	1,33	1,14	1,30	1,34	1,25
výroba vody	[m ³ /rok]	29,13	22,94	28,32	23,55	27,31	26,25
celkové roční náklady ⁽²⁾	[Kč]	32888	30418	32265	30694	36709	32595
spotřeba elektřiny	[kWh/rok]	9726	9345	9564	9394	11311	9868
P_{ch,c}	[kWh/rok]	33695	32458	31137	33665	38853	33962
P_{ch,l}	[kWh/rok]	20055	15790	19484	16218	18794	18068
P_{ch,max}	[kWh/rok]	67627	60970	59218	64123	67627	63913
faktor cit. tepla	[-]	0,63	0,67	0,62	0,67	0,67	0,65
vytíženost ⁽³⁾	[%]	79,5	79,1	85,5	77,8	85,2	81,4
soběstačnost ⁽⁴⁾	[%]	25,7	20,2	25,0	20,8	24,1	23,1

⁽¹⁾ průměrná celoroční teplota a vlhkost

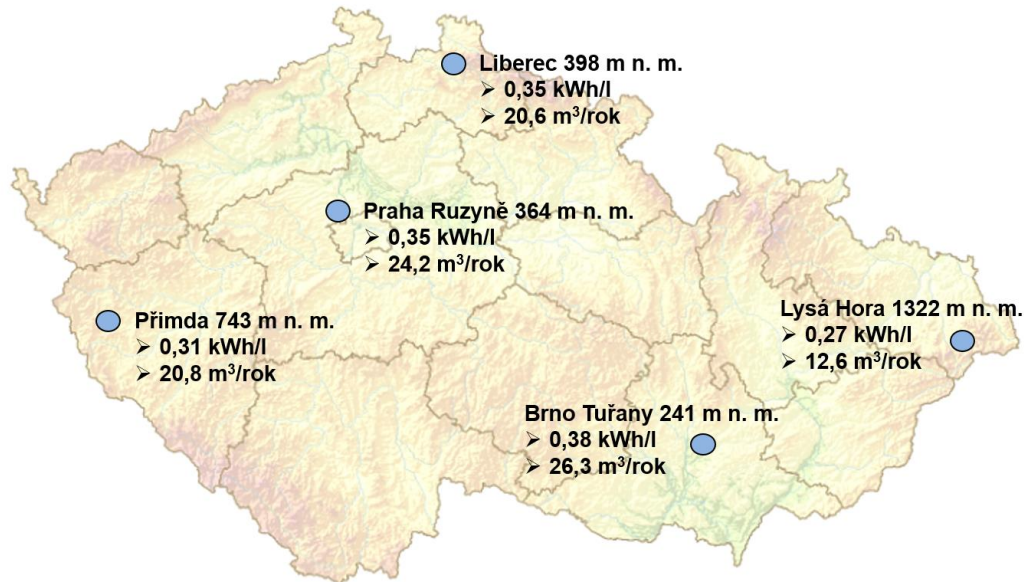
⁽²⁾ celkové roční provozní náklady na získání pitné vody jsou dány množstvím získaného kondenzátu (vyrobené vody) při dané energetické náročnosti pro uvažovanou cenu elektřiny 2,68 Kč/kWh a potřebnou úpravu kondenzátu do pitné vody 0,23 Kč/l (viz *tabulka 19*)

⁽³⁾ viz rovnice 7.6

⁽⁴⁾ výroba pitné vody ku celkové potřebě pitné vody v RD za rok

7.4 Studie získávání vody ze vzduchu v ČR

Zde je uvedena mapa s výše jmenovanými lokacemi pro možnou vizuální představu o tom, jaké jsou možnosti získávání vody ze vzdušné vlhkosti v podmínkách klimatického pásma ČR. Následující mapa je stanovena na základě průměrných denních dat za posledních 5 let ve sledovaných lokalitách.



Obrázek 45 – Mapa potenciálu získávání vody ze vzduchu v ČR

pozn. 1: mapa podkladu převzata z: [87]

pozn. 2: mapa pojednává energetickou náročnost v kWh/l – náklady spojené s úpravou získaného kondenzátu do pitné vody jsou uvedeny v kapitole 9.2 tabulkou 19

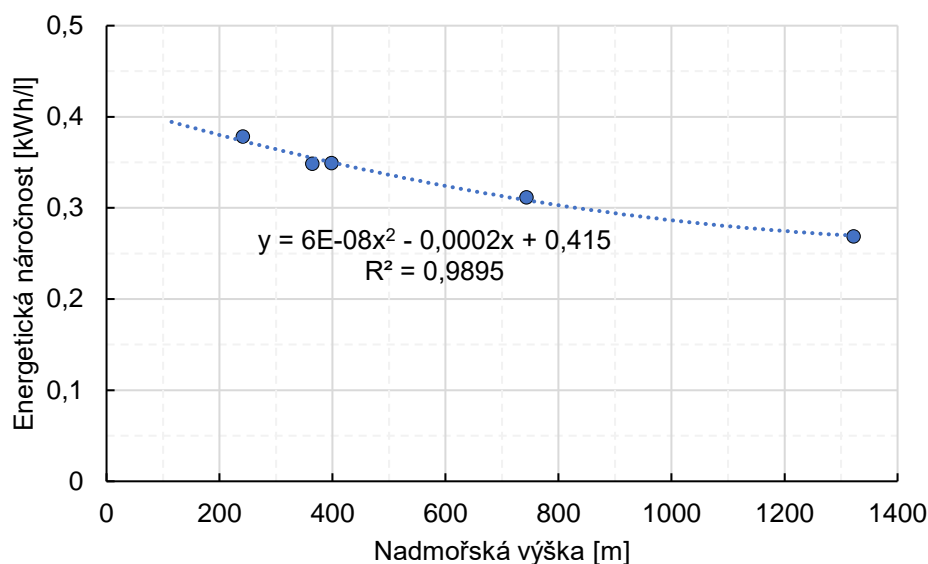
7.4.1 Vliv nadmořské výšky na získávání vody ze vzduchu

Následující grafické znázornění popisuje závislost na nadmořské výšce v dané lokalitě v závislosti na vybraných specifikacích popisujících získávání vody. Křivky grafů jsou proloženy přímkou právě od hodnoty 115 m n. m., pouze do hodnoty 1322 m n. m. (pro vyšší nadmořské výšky není chování sklonu přímky jednoznačné). Přírodní bod s:

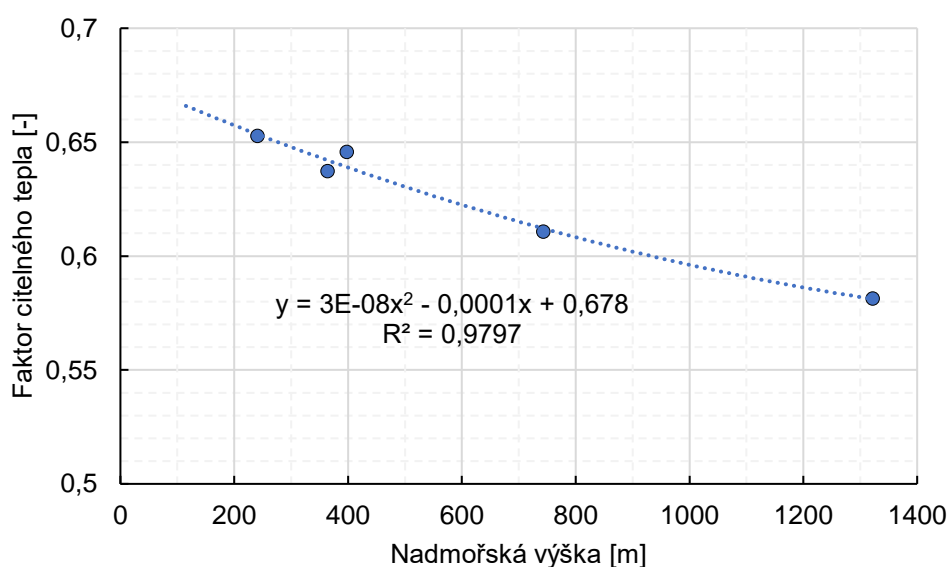
- Nejmenší nadmořskou výškou je hladina Labe u Hřenska 115 m n. m. [88]
- Největší nadmořskou výškou je vrchol Sněžky v Krkonoších 1603,2 m n. m.

Na grafu znázorňujícím energetické náročnosti získávání vody z grafu 22 je patrné, že s rostoucí nadmořskou výškou klesá energetická náročnost, což přímo koresponduje s faktorem citelného tepla znázorněným na grafu 23 (nižší faktor citelného tepla znamená vyšší podíl latentního tepla (získávání vody kondenzací).

Dalším vlivem nízké energetické náročnosti je ten fakt, že při vyšších nadmořských výškách jsou nižší teploty okolního vzduchu, a tím je chladicí faktor jednotky AWG vyšší, což se pozitivně odráží na efektivitě provozu zařízení z hlediska spotřeby elektrické energie.



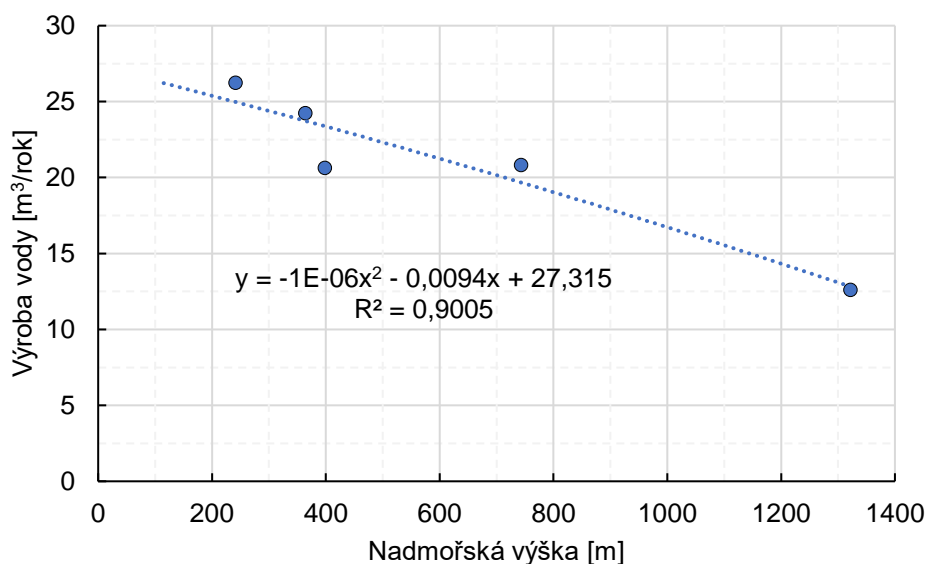
Graf 22 – Energetická náročnost v závislosti na nadmořské výšce



Graf 23 – Faktor citelného tepla v závislosti na nadmořské výšce

Naproti tomu je z následujícího *grafu 24* patrné, že s rostoucí nadmořskou výškou naopak klesá výroba vody, což je právě způsobeno tím, že ve vyšších nadmořských výškách jsou právě nižší teploty okolního vzduchu.

pozn. výhodou je, že při nižších venkovních teplotách je zapotřebí odebrat menší množství citelného tepla (při nižších teplotách je vyšší relativní vlhkost vzduchu) – tím klesá faktor citelného tepla. Naopak nevýhodou je fakt, že zařízení v průběhu dne vyrobí méně vody (nebo žádnou) – viz horské oblasti.

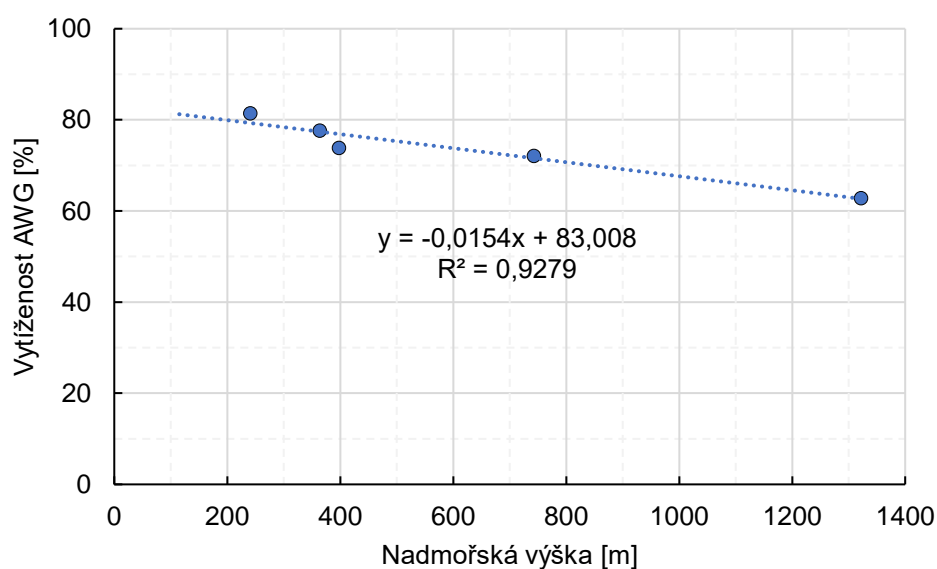


Graf 24 – Celoroční výroba vody v závislosti na nadmořské výšce

pozn. na předchozím *grafu 24* je patrný větší skok, který může být způsoben vlivem klimatického pásma, které je dáno severem a jihem.

Na následujícím *grafu 25* je zobrazena vytiženost jednotky AWG, která je stanovena na základě součtu dnů v roce, kdy je možné získávat vodu ze vzduchu při celkovém vyrobeném chladicím výkonu ku celkovému vyrobenému maximálnímu chladicímu výkonu v případě, že jednotka jede svůj jmenovitý chladicí výkon.

$$AWG_{vytiženost} = \frac{P_{ch,c,\Sigma rok} + P_{ch,l,\Sigma rok}}{P_{ch,max,\Sigma rok}} \quad (7.6)$$



Graf 25 – Vytiženost zvolené jednotky v závislosti na nadmořské výšce

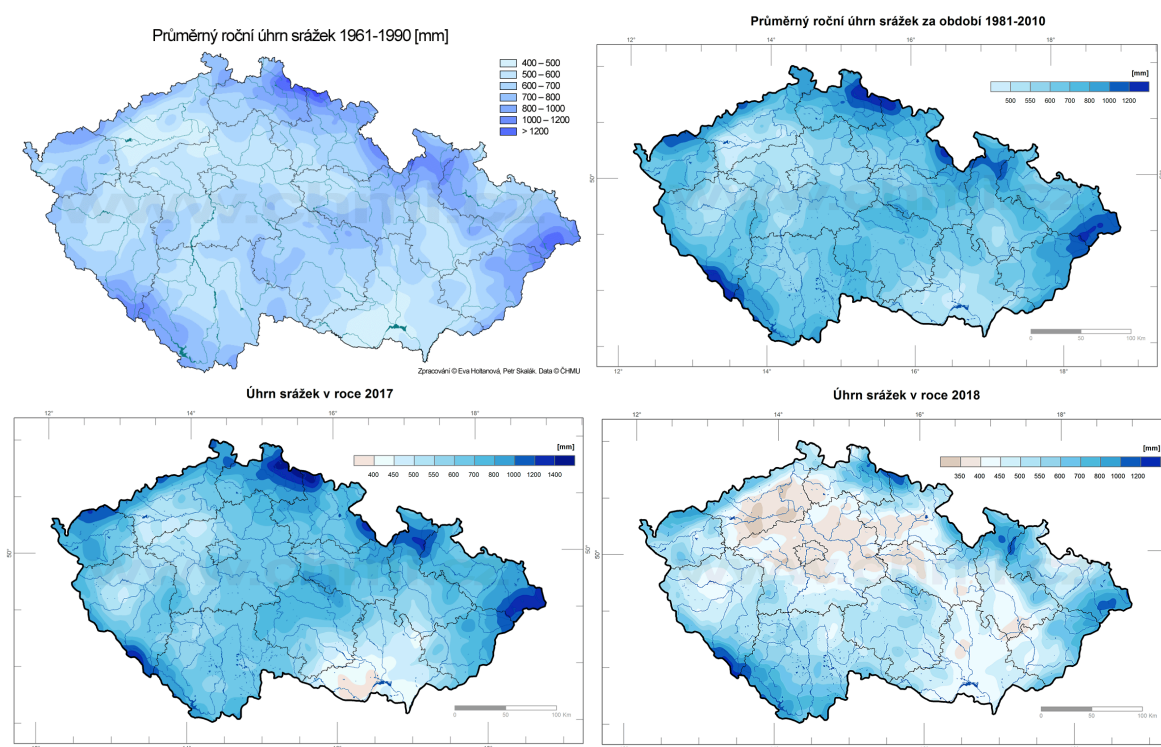
8 Hospodaření s nepitnou dešťovou vodou

8.1 Používání a záchyt dešťové vody

Součástí této práce je návrh možných variant systému záchytu dešťové vody pro RD, který je uveden v kapitole 9.3. Tato kapitola zde uvede základní problematiku týkající se hospodaření s dešťovou vodou.

8.1.1 Srážková situace v ČR

Pro správný návrh zařízení využívající dešťovou vodu je zapotřebí znát jak nám dlouhodobé srážkové modely (např. roční) ukáží pravděpodobné roční zisky zachycené vody. Dále je zapotřebí uvažovat s přívalovými srážkami, kde může během krátkého období spadnout více srážek¹¹ (např. 50 mm), tím dochází k rychlému naplnění systému využívající dešťovou vodu – v takových situacích je zapotřebí, aby byl vhodně řešen přetok z akumulační nádrže.



Obrázek 46 – Mapy úhrnu srážek [87]

V příloze 6 se nachází možná prognóza budoucího vývoje vybraných modelů změny vodní bilance v krajích ČR.

¹¹ Intenzita srážek se běžně udává v [mm], přičemž 1 mm srážek znamená, že na 1 m² spadne 1 litr.

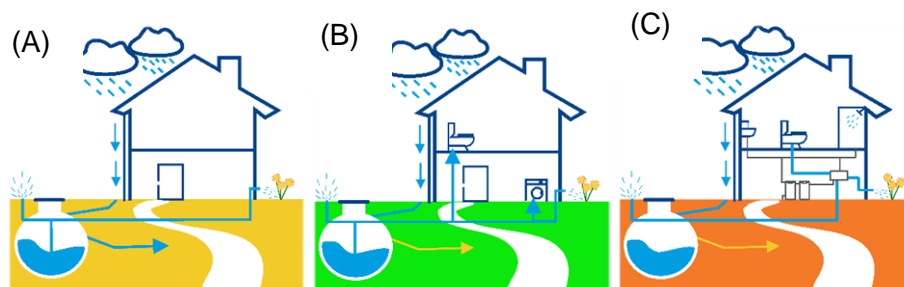
8.1.2 Legislativa hospodaření s dešťovou vodou

Začátkem roku 2019 začala platit Evropská norma ČSN EN 16941-1 „Zařízení pro využití nepitné vody na místě – Část 1: Zařízení pro využití srážkových vod“. Norma platí pro projektování, instalaci, označování, uvedení do provozu a údržbu zařízení pro využití srážkových vod [89]. Pro návrh vsakovacího zařízení je norma: TNV 75 9011 „Hospodaření se srážkovými vodami“. Pro využívání šedé vody je norma: ČSN 75 6780 „Využití šedých a dešťových vod v budovách a na přilehlých pozemcích“.

Před uvedením do provozu musí být zařízení pro využití srážkových vod vyzkoušeno podle návodu výrobce a platných norem (viz. ČSN 75 5409 „Vnitřní vodovody“). Rozvod nepitné vody musí být podroben tlakové zkoušce a propláchnut, rovněž musí být prověřena neexistence zakázaného propojení. [89]

8.1.3 Dotace na dešťovou vodou – dotační program Dešťovka

Cílem dotace¹² je motivovat k udržitelnému a efektivnímu hospodaření s dešťovou vodou, a snížit tak množství odebírané pitné vody z povrchových a podzemních zdrojů [90]. Minimální velikost nádrže musí být 2 m³. Dotace se vztahuje na nákup zařízení, jeho instalaci, zemní práce i úpravu rozvodů. [91]



Obrázek 47 – Schéma jednotlivých podporovaných systémů zachytu dešťové vody

Velikost dotačního příspěvku je rozdělena [92]:

- (A) Akumulace srážkové vody pro závlivku zahrady
 - dotace až 20 000 Kč* + 3500 Kč·m⁻³ nádrže
 - maximálně 55 000 Kč
- (B) Akumulace srážkové vody pro zalévání zahrady i splachování v domácnosti
 - dotace až 30 000 Kč* + 3500 Kč·m⁻³ nádrže
 - maximálně 65 000 Kč
- (C) Využití přečištěné odpadní vody v kombinaci s akumulací srážkové vody
 - dotace až 60 000 Kč* + 3500 Kč·m⁻³ nádrže + 10 000 Kč na projekt
 - maximálně 105 000 Kč
- Využití přečištěné odpadní vody bez kombinace s akumulací srážkové vody
 - dotace až 45 000 Kč

¹² Podle ministra Brabce vodní blahobyt skončil, ČR je připravená na povodně, ale ne na sucho, např. v Praze se podle něj použije 12 miliard litrů pitné vody na splachování WC – to je ekvivalent ke spotřebě pitné vody pro celou Evropu na 5 dní. V první vlně spuštění dotačního programu dešťovka (2017) bylo uvolněných 100 milionů Kč vyčerpáno za 28 hodin od spuštění. [98]

* Nebo 50 % z celkových způsobilých výdajů (ty jsou přímo spojené s realizací podporovaných opatření). Proměnná částka $3500 \text{ Kč} \cdot \text{m}^{-3}$ se vztahuje k minimálnímu potřebnému objemu akumulčního zařízení.

- V případě použití plastových IBC kontejnerů a při splnění všech podmínek (např. zamezení přístupu denního světla, tepelná izolace a ochrana proti zámrazu) je také možné získat dotaci, avšak bez proměnné části $3500 \text{ Kč} \cdot \text{m}^{-3}$. [93]
- V případě použití již nepoužívané jímky pro akumulaci srážkové vody se také poskytuje proměnná část $3500 \text{ Kč} \cdot \text{m}^{-3}$. Mezi možné způsobilé výdaje lze zařadit např. výdaje na vyčištění a případné úpravy jímky k HDV. [94]

Co je nezbytné doložit k podání žádosti [95]:

- Formulář žádosti – např. elektronicky na stránkách [92]
- Odborný posudek – obsahuje zjednodušenou projektovou dokumentaci a vyčíslení přínosů; zpracovává jej nejčastěji dodavatel systému nebo autorizovaný projektant

8.1.4 Hospodaření se srážkovou vodou

Hospodaření se srážkovými (dešťovými) vodami (HDV) přináší ekonomické úspory. Vhodné je zahrnutí možnosti využívání dešťové vody už ve fázi projektu, kde pořizovací náklady mohou být menší než u již postaveného objektu. Rovněž je na zvážení vybudování dvou vodovodních okruhů (na pitnou a nepitnou vodu), nebo využívání jednoho okruhu (tam kde je zapotřebí pitná voda, bude okruh vody pitné, tam kde stačí nepitná voda bude okruh zapojen pouze na dešťovou vodu – v tom případě, je pak nutné zajistit doplnění systému pitnou vodou v období sucha, pokud jsou spotřebiče připojené pouze na akumulční nádrž.

Dle způsobu nakládání s dešťovou vodou je zapotřebí zvolit vhodný filtrační systém. Pro správné fungování celého systému využívající dešťovou vodu je zapotřebí kontrolovat stav jednotlivých komponentů (např. čištění filtrů).

V kapitole 9.3 je poté volba jednotlivých variant na využívání dešťové vody pro rodinný dům včetně technicko – ekonomického zhodnocení.

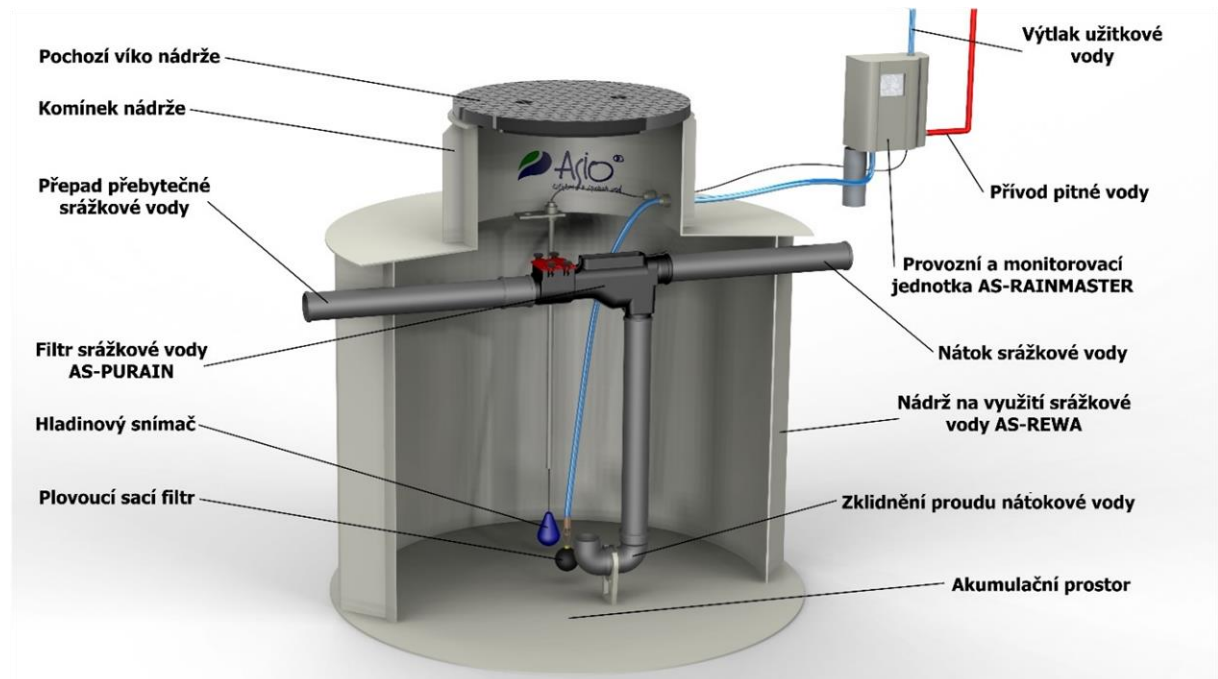
Pokud je akumulční nádrž téměř plná, je zapotřebí, aby docházelo buď k přepouštění do vsakovacího systému nebo do kanalizace (je nutné si vyžádat souhlas správce kanalizace).

8.1.5 Akumulační nádrž na dešťovou vodu

Nádrž může být umístěna ve sklepních prostorách domu (nadmírná nádrž) nebo pod úrovní terénu (podzemní nádrž). Pro vodu v nádržích obecně platí málo světla a menší teplota, (aby nevzniklo nebezpečí rozvoje mikroorganismů, teplota by měla být menší jak $16 \text{ }^{\circ}\text{C}$). Z tohoto hlediska je poté vhodnější podzemní nádrž. Musí mít odpovídající objem, nátok vody musí být uzpůsoben tak, aby přitékající a odtékající voda nevířila usazené nečistoty na dně, a musí být opatřena bezpečnostním přepadem proti přeplnění.

Někdy se nádrž umístí na betonový základ, aby nedocházelo k poklesu výšky při napouštění vodou. Akumulační nádrže musejí být opatřeny vstupním poklopem pro dostatečný přístup a snadné čištění filtru. Podzemní akumulční nádrže musejí

odolávat tlakům okolní zeminy, zatížení terénu apod., musí být umístěny nejméně 3 m od stromů a být dostatečně vzdáleny od inženýrských sítí a základů staveb. [89]



Obrázek 48 – Příklad plastové akumulční nádrže s vyobrazením jednotlivých komponent [96]

Podzemní nádrže na dešťovou vodu

Vysoká hladina spodní vody je nebezpečná z hlediska možné narušení stability nádrže natolik, že může dojít až k jejímu zborcení. U plastových nádrží se řeší problém se spodní vodou umístěním na betonový základ nebo volbou dvoupášťové nádrže.

- Betonové (výhody: přirozená neutralizace kyselé dešťové vody, větší tlaková odolnost, použití i při vyšší hladině spodní vody, nevýhody: cena, těsnost v kontaktních místech a vliv času)
- Plastové (výhody: cena, rychlá montáž, nevýhody: menší tlaková odolnost)
 - Svařované nádrže z polyetylenových desek (výhody: nízká pořizovací cena, nevýhody: musí se obetonovat, aby nádrž nepraskla ve svárech tzn. investice navíc)
 - Plastové skořepinové nádrže (výhody: pevné a zároveň lehké díky žebrování, dlouhá životnost, není zapotřebí obetonování, nevýhody: někdy se umísťují na betonovou základovou desku)

Čerpadlo

Při výběru čerpadla je nutné zohlednit dostatečný výkon čerpadla (běžně postačuje výkon 60 l/min) a dostatečný tlak čerpadla dle výškového uspořádání systému. [97]

Současným trendem je pořízení tzv. domácí vodárny, jenž obsahuje řídicí systém napojený na čerpadlo s plovákovým snímačem hladiny a hlavní elektroventil rozvodu nepitné vody v místě instalace k automatickému řízení.

8.1.6 Vsakovací zařízení

Vsakovací zařízení se volí dle geologického průzkumu, ze kterého se určí koeficient vsaku (čím je větší, tím menší může být tato plocha). Úroveň základové spáry vsakovacího zařízení by měla být > 1 m nad maximální hladinou podzemní vody. Vsakovací boxy se vyrábějí z polyetylenu nebo polypropylenu, dle plošného zatížení, v montážní hloubce je poté zapotřebí zvolit vhodný typ (např. blok, tunel). [98]

8.1.7 Další možné úspory vody v domácnosti

Jako nejúčinnější a nejlevnější způsob snížení potřeby vody v objektu je její rozumné používání. Je možné pořídit např. perlátory (snižují průtok vody), které se umísťují do vodovodních baterií. V případě záchodů je možné použít namísto vypuštění celé nádržky (např. 9 l) splachovač, který bude splachovat po dobu zmáčknutí (úsporné tlačítko).

8.2 Optimální návrh hospodaření s nepitnou dešťovou vodou

Pokud chceme určit optimální velikost akumulačního zařízení, pak je zapotřebí uvažovat denní data srážek, pro které se stanoví bilance na základě požadované potřeby nepitné vody v RD viz dále.

Pokud je celkový roční přetok roven nule, pak je dosaženo maximálního využití objemu akumulační nádrže – větším akumulačním objemem se vyšší využitelnosti nedosáhne (platí na základě nastavených odběrů nepitné vody v RD).

Pokud je cílem maximální soběstačnost potřeb nepitné vody v RD, je zapotřebí vhodně nadimenzovat odvodňovací plochy (např. střecha RD, dílna s garáží, kůlna atp.). V kapitole (zvýšení soběstačnosti) je provedena bilance nákladů na stavbu konstrukce za účelem zvýšení odvodňované plochy.

Pokud je cílem velká výroba a malý odběr, tak se čeká na první srážky v roce, které dostatečně naplní akumulační zařízení natolik, že ji bude možné využívat po celý rok s velkou hodnotou využití blížíící se 100 %.

Návrh je proveden pro vybraný RD, který má plechovou střechu se sklonem 30° , kde je uvažovaný součinitel odtoku odvodňované plochy uveden v následující tabulce.

Tabulka 12 – Parametry uvažované odvodňované plochy

Parametry uvažované odvodňované plochy		
rozměr	a	12,5 m
rozměr	b	12,5 m
půdorysná plocha	S_{odv}	156,25 m ²
koeficient odtoku střechy	f_{st}	0,9 -
koeficient účinnosti filtrace	f_{filtr}	0,9 -

Velikost akumulční nádrže

Objem akumulční nádrže by měl být dostatečně velký tak, aby byl v objektu zajištěn provoz po danou dobu (např. 2 ÷ 3 týdny v závislosti na velikosti odvodňované plochy a četnosti srážek), ale také s ohledem na to, aby objem nebyl zbytečně velký, tj. aby byla voda v nádrži dostatečně obměňována za novou.

Zjednodušený výpočet potřebné velikosti akumulčního zařízení je možné určit dle následující rovnice, která je stanovena z celkového ročního záchytu dešťové vody pro dané „období sucha“, které je v našem případě 20 dnů.

$$V_{aku} = \frac{M_{sr_rok} \cdot S_{odv} \cdot f_{st} \cdot f_{filtr} \cdot 20}{1000 \cdot 365} = \frac{523,7 \cdot 156,25 \cdot 0,9 \cdot 0,9 \cdot 20}{1000 \cdot 365} = 3,63 \quad [m^3] \quad (8.1)$$

Tabulka 13 – Součinitel výtěžnosti sběrné plochy f_{st} [99]

Součinitel výtěžnosti sběrné plochy	
šikmá střecha s hladkým povrchem (např. břidlice, plech, sklo atp.)	0,9
šikmá střecha s drsným povrchem (např. betonové tašky)	0,8
plochá střecha, bez šterku (kačírku)	0,8
plochá střecha, se šterkem (kačírkem)	0,7
zelená (vegetační) střecha, intenzivní (např. střešní zahrada)	0,3
zelená (vegetační) střecha, extenzivní	0,5
nepropustné plochy (např. asfalt)	0,8
propustné plochy (např. dlažební kostky)	0,5

pozn. šikmá střecha se v předešlé tabulce rozumí střecha se sklonem > 5° vůči vodorovné rovině

Uvažovaná lokalita

Průměrná hodnota ročního úhrnu srážek je v lokalitě Brna za posledních 20 let 507,5 mm, tomu se nejvíce přibližuje hodnota srážek z roku 2016 viz *tabulka 14*, pro kterou zde bude stanovena modelová bilance. Rovněž je zde stanovena bilance pro rok minulý tj. 2018 jakožto „suchý“ rok.

Tabulka 14 – Srážky v jednotlivých letech v oblasti měřicí stanice Brno Tuřany

rok	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008
[mm]	454,2	459,7	565,7	561,0	482,5	451,2	564,1	634,1	482,6	426,0
2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	průměr
567,3	686,8	392,7	426,4	589,1	608,9	407,1	523,7	451,8	414,4	507,5

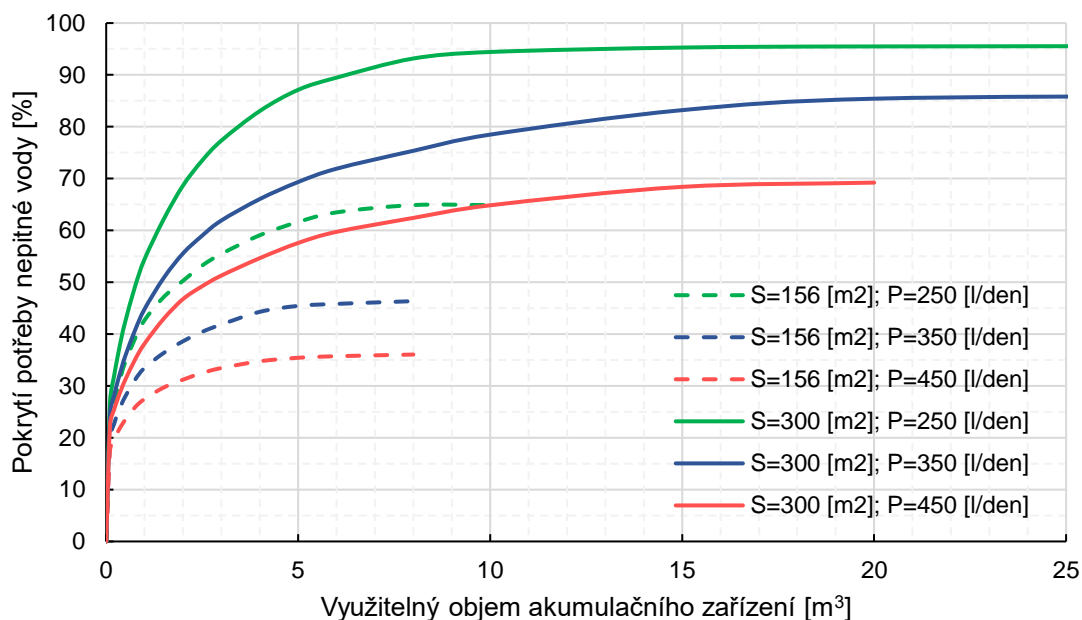
Pokud by se uvažovaly v modelovém výpočtu průměrné srážky během několika posledních let, tak by byl výpočet skreslen tím, že každý den v roce spadne jiné množství vody (hodně nebo málo) a průměrná hodnota "odstraní" právě dny ve kterých spadne málo nebo hodně vody.

8.3 Optimální volba velikosti akumulčního objemu

Závěrečná volba velikosti optimálního objemu je stanovena na základě technických dispozic dané instalace (např. dostatek prostoru, finanční rozpočet) a na základě provedené optimalizace využití různých velikostí akumulčních objemů. Vhodné ekonomické rozhodnutí se učiní na základě porovnání cen akumulční nádrže (a případného vsakovacího systému), kde se bude uvažovat konkrétní procentuální využitelnost (soběstačnost) na základě potřeb vody, kde se zjistí možná "reálná" úspora oproti ceně pitné vody, která je daná cenou vodného a stočného.

Pro optimální volbu velikosti akumulčního objemu je vhodné pro každý rok samostatně vyhodnotit danou charakteristiku popisující individuální využití za daný rok.

Následující graf 26 popisuje stupeň pokrytí potřeby nepitné vody v závislosti na využitelném objemu akumulčního zařízení stanovený dle podmínek ve stanoveném bilančním modelu – viz dále (pozn. graf je zde sestaven jako průměrná hodnota za posledních pět let s tím, že každý rok je uvažován individuálně).



Graf 26 – Pokrytí potřeb nepitné vody v závislosti na velikosti akumulčního objemu

Pro získání stupně pokrytí potřeby nepitné vody 45 % pro RD s odvodňovanou plochou 156,25 m² a modelovou potřebou nepitné vody 350 l/den je dle výše uvedeného grafu potřebné akumulční zařízení s využitelným objemem 5 m³.

8.3.1 Podmínky ve stanoveném bilančním modelu

Modelový výpočet je proveden v programu Excel. Denní bilance je stanovena na základě požadovaných vstupních hodnot potřeb nepitné vody, kde jsou:

- Stálé (základní) hodnoty – splachování WC
- Proměnné hodnoty o dané četnosti – praní prádla, úklid, mytí auta, zalévání zahrady

Tabulka 15 – Cyklované četnosti potřeb nepitné vody

Uvažované četnosti odběru nepitné vody		
praní prádla	16x týdně	při: 50 l/pračka
úklid	4x za měsíc	při: 15 l/úklid
mytí auta	3x za rok	při: 250 l/umytí
zalévání zahrady	$= f(x_1, x_2, x_3)$	

Kde: x_1 zda v daný den prší = 0 (tj. nepravda); x_2 zda předešlé tři dny pršelo o dané intenzitě l/m^2 , která je > než požadovaná intenzita zalití $l/m^2 = 0$; x_3 s rostoucí teplotou vzduchu roste potřeba zalití vlivem sušší půdy. Tyto podmínky jsou vzájemně propojeny.

pozn. objem v akumulačním zařízení je na začátku simulace roven nule

Vstupující parametry do modelového výpočtu:

- Ukázkový výpočet proveden pro 245 den (tj. neděle 2. září) roku 2018
- Odhadovaný odběr nepitné vody je stanoven na 175 l/den v základu, 3x praní prádla – tj. 150 l/den, 20 l/den na úklid. Celková potřeba je 345 l/den
- Maximální využitelný objem akumulační nádrže je uvažován $5 m^3$

Určení denního záchytu vody vstupujícího do objemu akumulačního zařízení.

$$V_{záchyt} = S_{odv} \cdot f_s \cdot f_f \cdot M_{sr_den} = 156,25 \cdot 0,9 \cdot 0,9 \cdot 23,7 = 2999,53 \quad [l] \quad (8.2)$$

Objem v akumulačním zařízení na konci předchozího dne je 4665 l (předchozí dva dny pršelo). U simulace je zapotřebí, aby objem v akumulačním zařízení byl minimálně roven nule a maximálně roven velikosti využitelného objemu.

$$\begin{aligned} V_d &\mapsto \text{když } (V_{záchyt} + V_{d-1} - V_{odběr}) < 0 \rightarrow V_d = 0 \\ V_d &\mapsto \text{když } (V_{záchyt} + V_{d-1} - V_{odběr}) = 0 \div V_{aku_max} \rightarrow V_d = V_{záchyt} + V_{d-1} - V_{odběr} \\ V_d &\mapsto \text{když } (V_{záchyt} + V_{d-1} - V_{odběr}) > V_{aku_max} \rightarrow V_d = V_{aku_max} \end{aligned} \quad (8.3)$$

V modelovém případě pro daný den dle předchozí rovnice platí:

$$V_d = V_{záchyt} + V_{d-1} - V_{odběr} = 2999,53 + 4665 - 345 = 7319,5 > 5000 \quad [l] \quad (8.4)$$

Kde je zřejmé, že v daný den bude docházet k přetoku vody z akumulačního zařízení.

$$V_{\text{přetok}} \mapsto \text{když } (V_d \geq V_{\text{aku_max}}) \rightarrow V_{\text{přetok}} = V_{\text{záchyt}} + V_{d-1} - V_{\text{odběr}} - V_d$$

$$V_{\text{přetok}} = 2999,53 + 4665 - 345 - 5000 = 2319,5 \quad [l]$$
(8.5)

Pokud je zapotřebí doplnění vody (v případě, že je $V_d = 0$), určí se následovně:

$$V_{\text{doplň}} \mapsto \text{když } (V_{\text{záchyt}} + V_{d-1} - V_{\text{odběr}}) \leq 0 \rightarrow V_{\text{doplň}} = |V_{\text{záchyt}} + V_{d-1} - V_{\text{odběr}}|$$
(8.6)

Stupeň pokrytí potřeby je závislý na velikosti akumulačního objemu:

$$C_{\text{pokr}} = f(V_{\text{aku}})$$
(8.7)

Roční výpočet pokrytí se určí z celkové bilance potřeb nepitné vody:

$$C_{\text{pokr/rok}} = \frac{V_{\text{záchyt/rok}} - V_{\text{přetok/rok}}}{P_{\text{nepitné/rok}}} \cdot 100 \quad [\%]$$
(8.8)

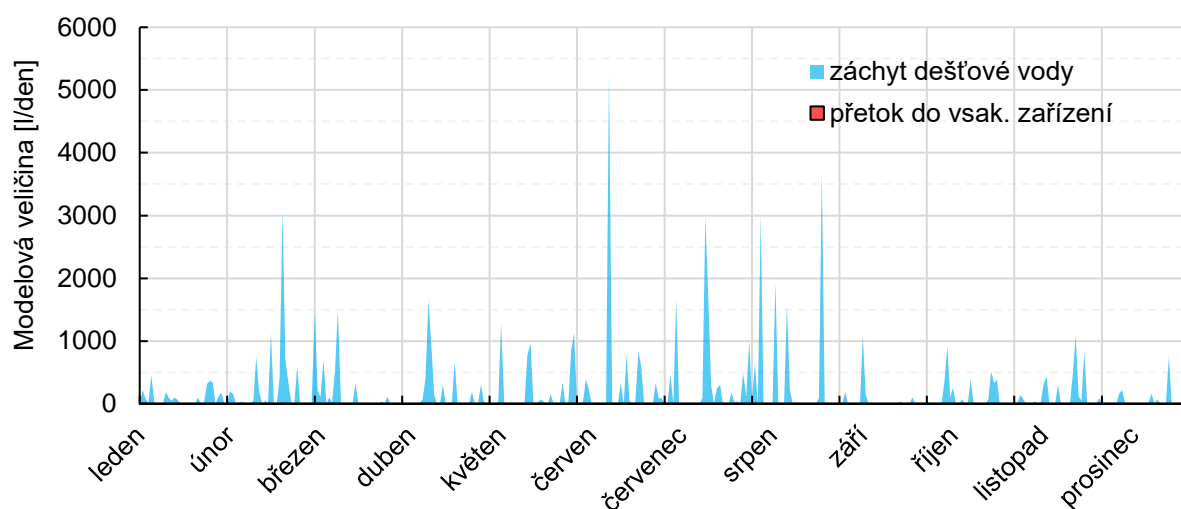
8.4 Přehled modelového výpočtu záchytu dešťové vody v průběhu roku

Vstupující parametry pro následující grafy:

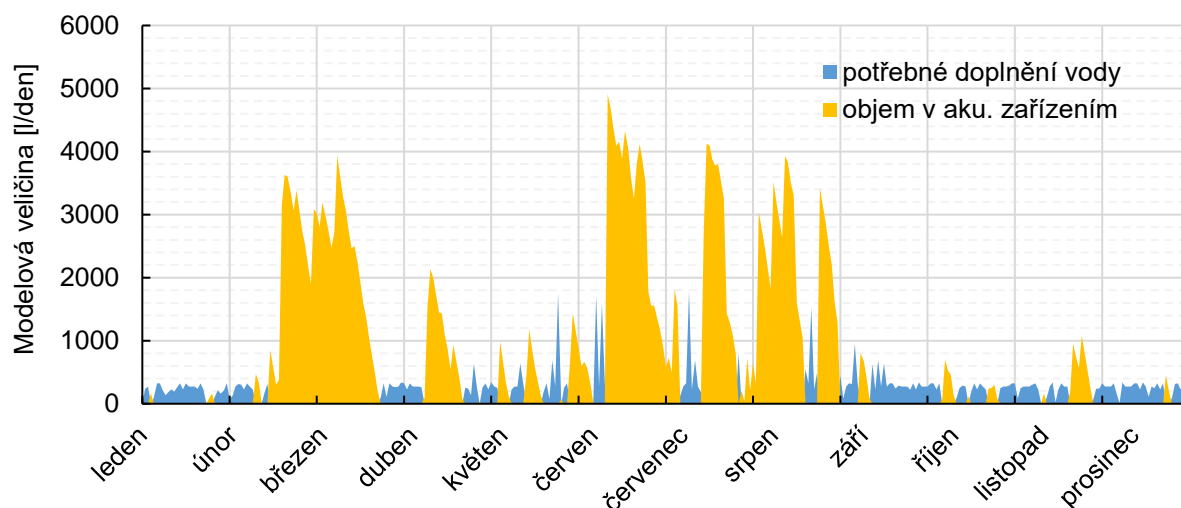
- Akumulační objem $V_{aku} = 5 \text{ m}^3$
- Odvodňovaná plocha $S_{odv} = 156,25 \text{ m}^2$
- Proměnná potřeba nepitné vody dle *tabulky 15*

8.4.1 Bilance pro „průměrný“ rok 2016 – Brno Tuřany

Následující grafy jsou denním přehledem celkové bilance pro konkrétní objem nádrže, kde je patrné využití akumulované srážkové vody v průběhu roku – tím je daná soběstačnost pokrytí potřeb nepitné vody v RD v těchto dnech. Naopak ve dnech, kdy v akumulacím zařízení není dešťová voda, je zapotřebí doplňovat vodu pro potřebu v RD jiným zdrojem (tj. pitná voda z vodovodní sítě).



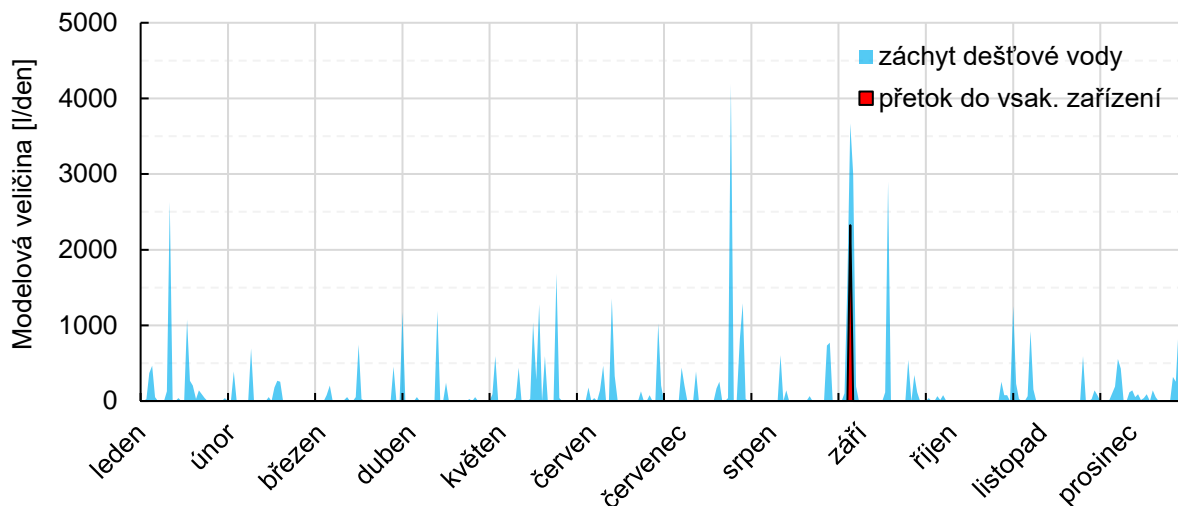
Graf 27 – Denní bilance zachycené dešťové vody s možným přetokem do vsakovacího zařízení



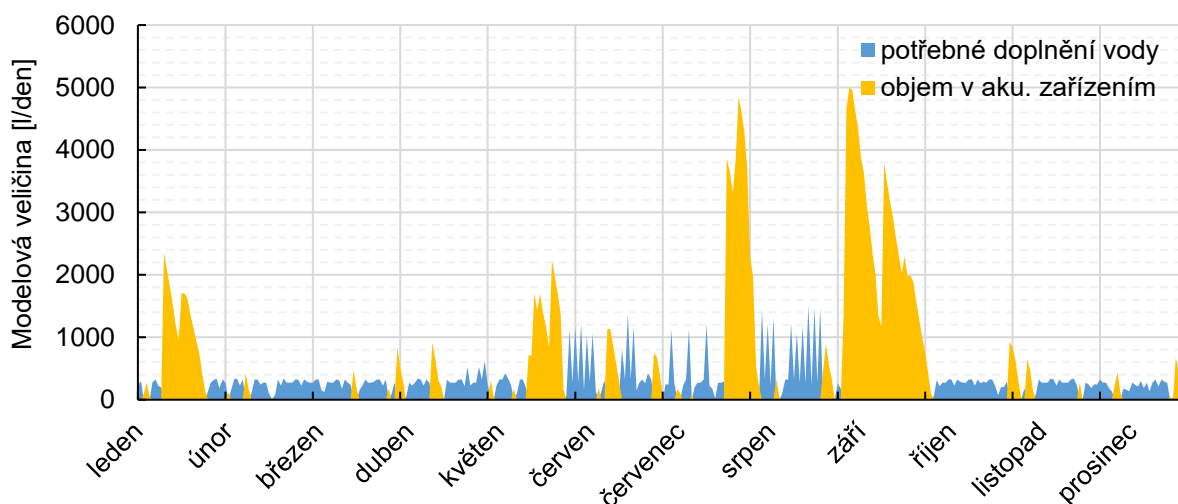
Graf 28 – Denní bilance nepitné vody v akumulacím zařízení s potřebným doplněním vody

8.4.2 Bilance pro „suchý“ rok 2018 – Brno Tuřany

Může nastat, že z hlediska srážek je daný rok podprůměrný, avšak mohou nastat silné, déletrvající srážky, ve kterých naprší značná část z celkového roku – viz následující graf, kde je patrný přetok z akumulčního zařízení.



Graf 29 – Denní bilance zachycené dešťové vody s možným přetokem do vsakovacího zařízení



Graf 30 – Denní bilance nepitné vody v akumulčním zařízení s potřebným doplněním vody

V kapitole 9.3.3, konkrétně v tabulce 26 na str. 122 jsou shrnuty dílčí bilance za celý rok 2016 a 2018.

9 Návrh varianty jednotky AWG a zachytu dešťové vody pro RD

V této kapitole jsou stanoveny jednotlivé varianty uvažující zařízení na získávání vody ze vzduchu a hospodaření se srážkovými vodami. Hlavním cílem je určit optimální poměr počátečních nákladů pro daný stupeň soběstačnosti u daných variant za účelem zjištění optimální varianty pro hospodaření s vodou pro RD. U jednotlivých variant je následně stanoveno technicko-ekonomické zhodnocení.

- Získávání vody ze vzduchu
 - Pitná voda – AWG
- Zachyt dešťové vody
 - Nepitná voda – dešťová

Rodinný dům, pro který budou uvažovány výše zmíněné varianty, se nachází ve vesnici Domanín, který je v kraji Vysočina. Souřadnice RD jsou 49,544714 severní šířky a 16,229974 východní délky, nadmořská výška je 581 m n.m. [100]

Současným dodavatelem elektřiny do objektu RD je MND a. s., (Moravské naftové doly), který spadá do distribuční oblasti E.ON Distribuce, a. s. Cena tarifu D56d za VT a NT je od dodavatele stejná, a pro výpočty kalkulace cen je dále ve výpočtech použita cena za elektřinu ve výši 2,68 Kč·kWh⁻¹, částka rovněž zahrnuje veškeré poplatky.

Následující *tabulka 16* popisuje přehled cen za elektřinu a vodu pro RD. Cena vody je uvažována pro Bystřici nad Pernštejnem (pod kterou spadá obec Domanín).

Tabulka 16 – Vstupující parametry cen za vodu [101] a elektřinu pro rok 2019 v RD

Vstupující parametry cen	
vodné	58 Kč/m ³
stočné	41,2 Kč/m ³
celková cena pitné vody	99,2 Kč/m ³
cena za elektřinu	2,68 Kč/KWh

pozn. celková cena pitné vody je v Brně 79,53 Kč/m³ (2019)

9.1 Stanovení potřeby pitné a nepitné vody v RD

Potřeba pitné vody je v průběhu roku konstantní, zatímco potřeba nepitné vody je v průběhu roku proměnná (viz *graf 28 a 30*) na základě stanovené modelové spotřeby vody v RD, která se mění vlivem požadavku na její odběr (v modelovém RD je to převážně zalévání zahrady v letním období, a dané četnosti praní prádla). Na základě toho je zde pro představu uvedena průměrná roční potřeba vody v RD v *tabulce 17*.

Tabulka 17 – Přehled průměrných potřeb pitné a nepitné vody v modelovém RD

pitná voda	
pití, vaření	4 l/osoba
osobní hygiena	9 l/osoba
mytí nádobí	9 l/osoba
sprchování	40 l/osoba
nepitná voda	
splachování WC	35 l/osoba
praní prádla	22,9 l/osoba
zalévání zahrady	11,1 l/osoba
mytí auta a úklid	0,4 l/osoba
celková potřeba vody	
počet osob	5 -
celkem - pitná voda	310,0 l/den
celkem - nepitná voda	348,9 l/den
celkem	658,9 l/den

9.2 Varianta uvažující získávání pitné vody jednotkou AWG

Na základě dostupných dat denních údajů srážek, teplot a relativních vlhkostí v lokaci měřicí stanice Brno Tuřany (tato měřicí stanice je vzdušnou čarou cca 55 km jiho-východně od RD), jsou stanoveny závěry pro níže popsane varianty.

Na základě dostupných údajů jsou porovnávány 3 typy AWG od stejného výrobce (vzhledem ke všem potřebně dostupným údajům k možnému aplikování do modelového výpočtu) s odstupňovanými parametry výkonů.

9.2.1 Parametry zvolené jednotky

Zvolená jednotka WFC 5-50 je uvažována ve variantě možného zásobování RD pitnou vodou, jako doplnění zásoby k zachytu nepitné dešťové vody. V kapitole 7 je uveden přehled získávání vody ze vzduchu v podmínkách klimatického pásma ČR s vyhodnocením vyrobené vody o dané energetické náročnosti. Zde je stanoveno technicko-ekonomické zhodnocení.

Tabulka 18 – Technické parametry zvolené AWG – WFC 5-50, převzato z: [83]

WFC 5-50		
produkce vody (za podmínek výrobce 29,4 °C; 75 %)	298	l·den ⁻¹
objemový tok vzduchu	2052	m ³ ·h ⁻¹
celkový chladicí výkon, (prac. látka chladivo R-410A)	14,6	kW
el. příkon - celkový 230 V, 1f, 50 Hz	5,8	kW
el. příkon - kompresor	4,8	kW
el. příkon - ventilátor	0,9	kW
el. příkon - ostatní	0,1	kW
kapacita akumulární nádrže (dále připojení 3/4" spoj)	64	l
rozměr jednotky: 1,4 x 0,66 x 1,35 m; hlučnost:	75	dB
minimální výstupní teplota t _r vzduchu	5	°C
pracovní podmínky relativní vlhkosti vzduchu od	25	%

Nedílnou součástí jednotky AWG je úprava získaného kondenzátu tak, aby splňoval parametry pitné vody. Pro konkrétní typ jednotky WFC 5-50 jsou od výrobce doporučeny následující zařízení v *tabulce 19* k zakoupení (jsou již v základu v AWG). V tabulce jsou dále určeny měrné ceny pro dílčí způsoby úpravy vody.

Tabulka 19 – Zařízení na úpravu kondenzátu do pitné vody, upraveno z: [83]

	$C_{náklady}$ [Kč]	$\check{C}_{výměna}$ [měsíc]	$P_{životnost}$ [l]	$C_{úprava_l_min}$ [Kč/l]	$C_{úprava_l_pr}$ [Kč/l]
ozonový generátor (destičky)	1769	8 ÷ 12	55800	0,032	0,038
UV zářivka	1769	8 ÷ 12	55800	0,032	0,038
vodní filtr 1/2 Ca, 1/2 C	1675	1 ÷ 3	14000	0,120	0,181
sedimentační vodní filtr	500	1 ÷ 3	14000	0,036	0,054
elektrostatický vzduchový filtr	216	1 ÷ 3	14000	0,015	0,023
	suma:			0,234	0,335

Měrná cena za úpravu 1 litru získaného kondenzátu $C_{úprava_l_min}$ je stanovena pro životnost výměny zařízení na úpravu kondenzátu, kde je stanovena měrná cena 0,23 Kč/l a pro průměrnou výměnu filtračních zařízení je měrná cena 0,34 Kč/l.

$$C_{úprava_l_min} = \frac{C_{náklady}}{P_{životnost}} \quad (9.1)$$

Potřebné komponenty k zapojení a využívání AWG

Následující tabulka představuje přehled potřebných zařízení s přehledem dílčích cen tak, aby se zařízení mohlo připojit pouze na rozvod potřebného okruhu pitné vody v RD (pozn. náklady na úpravu rozvodů v RD nejsou uvažovány, v tabulce jsou zmíněné rozvody myšlené mezi jednotkou AWG k výstupní armatuře, která se dále připojí na přípojku rozvodu pitné vody v RD).

Tabulka 20 – Cenový přehled potřebných zařízení k využívání získané pitné vody

Pořizovací ceny jednotlivých zařízení	
AWG - WFC 5-50	337 850 Kč
poštovné	8000 Kč
akumulační nádrž	10000 Kč
čerpadlo, elektroventil	3000 Kč
rozvody, ostatní	2 000 Kč
práce, zapojení	5000 Kč
celková pořizovací cena	365 850 Kč

9.2.2 Technicko-ekonomické zhodnocení

Ze tří porovnávaných zařízení vyšla nejlépe jednotka WFC 5-50 o „střední“ velikosti chladicího výkonu. Přehled získávání vody ze vzduchu v průběhu dnů a měsíců pomocí výše uvažované jednotky je dostatečně uveden v *kapitole 7*, kde je rovněž uvedeno celoroční shrnutí parametrů popisujících přehled získávání vody kondenzací vzdušné vlhkosti v průběhu posledních 5 let – viz *tabulka 11* na *str. 94*.

Celkové náklady na výrobu vody za celkovou životnost zařízení

Vzhledem k tomu, že srdcem celého zařízení a zároveň nejkritičtější místem je kompresor, pak lze odhadovat životnost okolo 15 let v závislosti na četnosti tzv. „motohodin“. Zařízení v zimním období nepracuje (nezískává vodu) – viz *graf 20*), proto lze s přihlédnutím k vytíženosti v průběhu výrobního roku předpokládat danou dobu životnosti uváděnou v *tabulce 21*. Pokud je zařízení navrženo správně, pravidelně servisováno, pak se s jednotkou nemůže nic závažného stát.

Následující tabulka popisuje porovnání vybraných zařízení pro možnou představu o tom, jakou jednotku je vhodné provozovat v závislosti na celkové shrnuté ceně peněžních toků při předpokládané životnosti zařízení za účelem zjištění kolik Kč stojí litr získané pitné vody, který je znázorněn *grafem 31*.

Tabulka 21 – Srovnání získávání vody ze vzduchu, tech. parametry převzaty z: [83]

		WFC 3-50	WFC 5-50	WFC 15-50
(A)	cena zařízení AWG	[Kč _{AWG}] 214 000	337 850	1 053 000
	výroba vody (29,4 °C; 75 %)	[l/den] 151	298	754
	chladicí výkon	[kW] 8,7	14,6	43,8
	celkový příkon	[kW] 3,5	5,8	17,5
	objemový tok vzduchu	[m ³ /h] 2 052	2 052	2 556
(B)	Belize City - výroba ⁽¹⁾	[m ³ /rok] 56,8	107,8	313,9
	Belize City - vytíženost	[%] 93,7	95,6	93,9
	Brno - výroba	[m ³ /rok] 13,7	26,3	41,0
	Brno - vytíženost	[%] 92,7	81,4	41,5
	odhadovaná životnost	[let] 10	12	14
(C)	předpokládaná výroba vody ⁽²⁾	[m ³] 136,62	315,03	574,31
	spotřeba elektrické energie	[kWh] 65 563	118 415	203 808
	možné servisní zásahy	[Kč] 10 000	20 000	30 000
	úprava vody	[Kč] 31 998	73 783	134 508
	celk. náklady za elektřinu	[Kč] 175 709	317 353	546 205
	celk. pořizovací náklady ⁽³⁾	[Kč] 242 000	365 850	1 086 000
	celk. náklady přepočtené na vyrobený litr	[Kč/l] 3,36	2,47	3,13

(A) - technické parametry zařízení

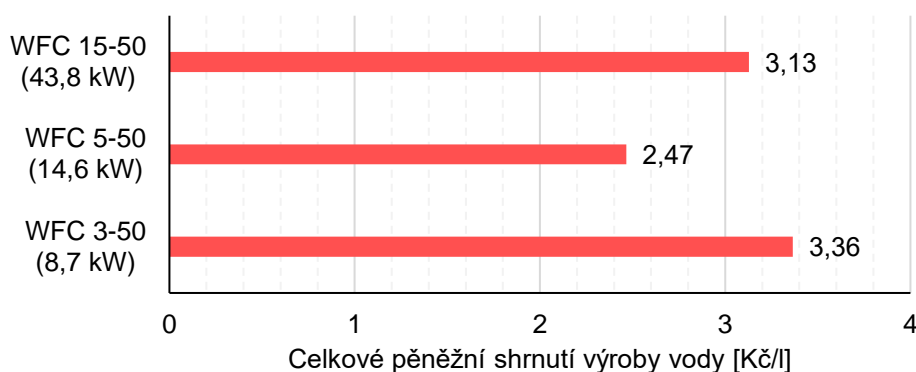
(B) - srovnání výroby vody s lokací ve které je určena energetická náročnost vyhodnocené instalace zařízení AWG

(C) - shrnuté peněžní toky za celkovou životnost zařízení pro lokaci Brna pro uvažovaný RD

⁽¹⁾ viz. energetická náročnost reálné aplikace z dostupných dat je právě v této lokalitě v daném roku, kde na základě měsíčních údajů známé průměrné teploty a vlhkosti byla stanovena celoroční výroba vody daných jednotek. Pro rok 2006 je průměrná teplota v Belize City 26,2 °C o vlhkosti 83,5 % [84].

⁽²⁾ předpokládaná celková výroba vody za životnost zařízení pro lokaci Brna dle známého průměru za posledních 5 let – viz *tabulka 11*

⁽³⁾ viz *tabulka 20*



Graf 31 – Celkové náklady přepočtené na vyrobený litr za životnost zařízení

Porovnání získané vody pomocí AWG s pitnou vodou z vodovodní sítě

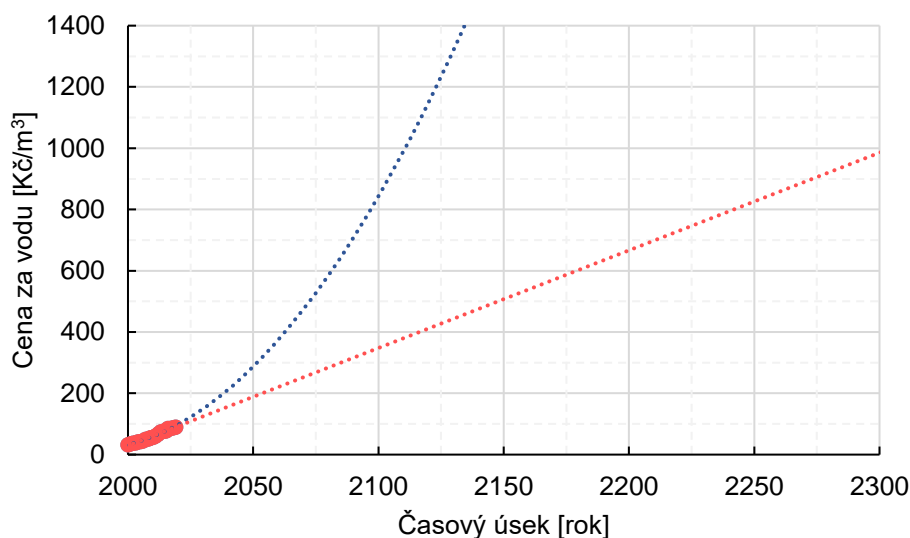
Výroba pitné vody pomocí jednotky AWG je v porovnání s pitnou vodou z vodovodní sítě v současnosti cca 20x dražší – viz *tabulka 22*. Otázkou zde může být, zda z budoucího hlediska vlivem technologického růstu dojde do bodu, ve kterém bude získávání vody výhodné pomocí budoucích technologií strojního chlazení a sorpčních mechanismů při komerční dostupnosti v podobných cenách v ČR.

V následující *tabulce 22* je uvažováno s průměrnou cenou za vyrobenou pitnou vodu (resp. v tomto porovnání nejsou uvažovány ceny dané *grafem 31*).

Tabulka 22 – Přehled porovnání cen vody získané ze vzd. vl. s průměrnou cenou vody v ČR

Průměrná cena za vodu z AWG v ČR	
průměrná nadmořská výška v ČR	450 m n. m.
průměrná cena v ČR za vodu	88,35 Kč/m ³
průměrná cena v ČR za elektřinu	4,34 Kč/kWh
průměrná energetická náročnost	0,34 kWh/l
úprava do pitné vody	0,23 Kč/l
průměrná celková cena za vodu z AWG	1,71 Kč/l
v porovnání s vodovodní sítí je AWG	19,4 x dražší

Pokud budeme uvažovat jaký byl průměrný cenový vývoj za 1 m³ vody v minulosti do současnosti, pak je možné jej proložit křivkou pro zjištění růstu budoucího vývoje vody v ČR.



Graf 32 – Prognóza vývoje ceny vody v ČR (modrá křivka představuje polynomický průběh, červená křivka představuje lineární průběh)

pozn. jsou uvažovány pouze ceny na základě známého vývoje cen [102] pro Prahu za posledních 20 let (průměrná cena vody v roce 2019 je v ČR 88,35 Kč/m³ – v Praze 89,66 Kč/m³). Graf zde slouží pouze jako možná ukázka toho, v jaké době může být získávání vody ze vzduchu v podmínkách ČR relevantní (zatím v nedohlednu), dle výše uvedených cen za litr získané pitné vody.

Nicméně možné nakládání se vzniklým kondenzátem v systémech HVAC (Heating, Ventilation and Air Conditioning), jako s možným produktem (a ne odpadem), který je zapotřebí upravit do podoby pitné vody, může být brán v potaz. Budeme-li uvažovat cenu za úpravu kondenzátu do pitné vody okolo 0,23 Kč/l (viz *tabulka 19*), tak dle předešlého grafu je patrné, že okolo roku 2050 to může být výhodné.

Možné úspory měrných nákladů za litr získané vody

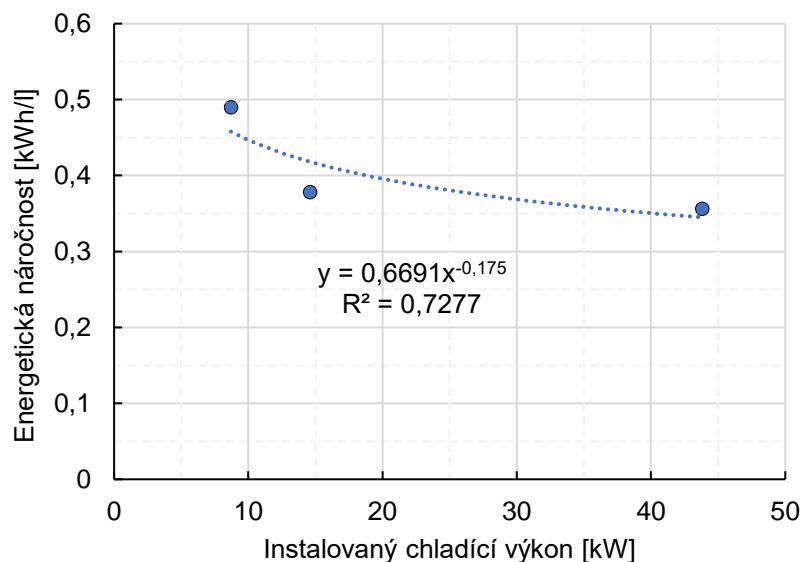
Ve finále lze ušetřit pořízením cenově výhodnější jednotky AWG a pořízováním potřebných věcí k úpravě kondenzátu za výhodnější cenu, či posouvání se k maximálně doporučené četnosti výměny filtračních zařízení.

9.2.3 Stanovené závislosti na chladícím výkonu

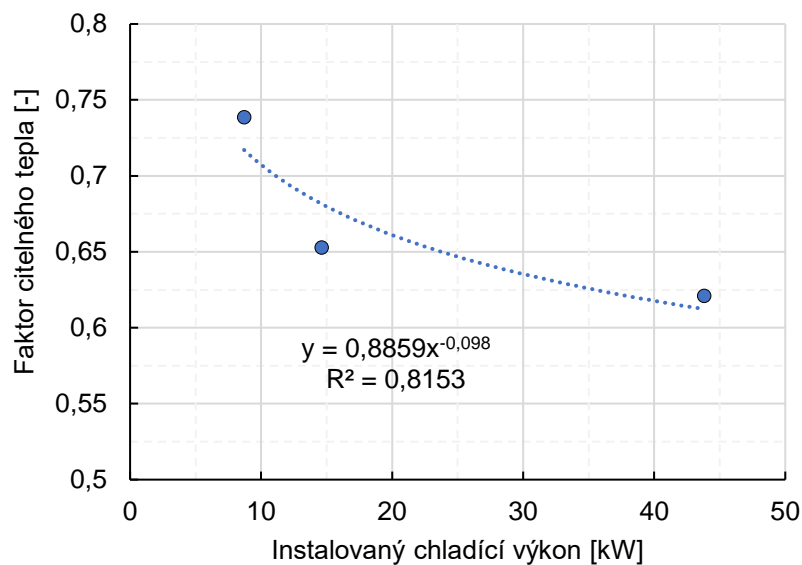
Na základě dostupných potřebných údajů je pro zařízení odstupňovaných velikostí chladicího výkonu z *tabulky 21* proložena závislost mezi danými parametry ovlivňující získávání vody ze vzduchu.

Následující grafické závislosti jsou sestaveny na základě předpokladů z *kapitoly 6 a 7*, pro lokaci Brna na základě průměrných denních dat za posledních 5 let.

Graf 33 popisuje energetickou náročnost, která klesá vlivem narůstajícího chladicího výkonu – to je dáno tím, že vzduch je již ochlazen (citelné teplo je odebráno), a dále se již odebrává latentní teplo kondenzace vodní páry (s tím úzce souvisí *graf 34* popisující faktor citelného tepla).

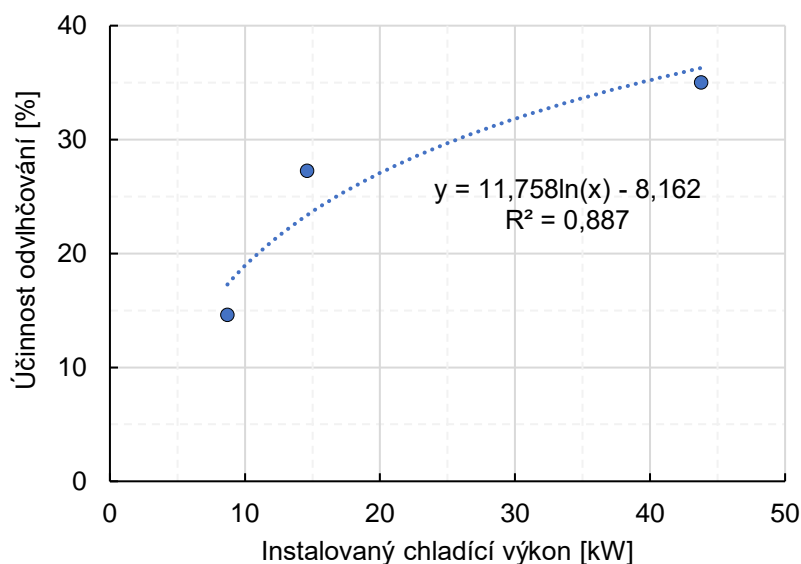


Graf 33 – Závislost energetické náročnosti získávání vody na instalovaném chladícím výkonu



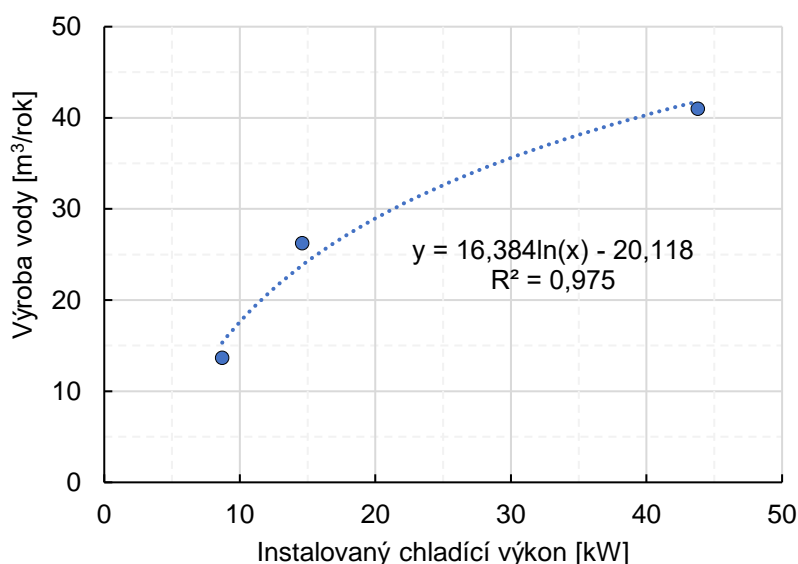
Graf 34 – Závislost faktoru citelného tepla na instalovaném chladícím výkonu

Následující graf popisuje účinnost odvlhčování, kde je patrné, že s rostoucím chladícím výkonem zařízení narůstá odvlhčovací účinnost. Maximální účinnost odvlhčování je popsána v kapitole 5.1.2.



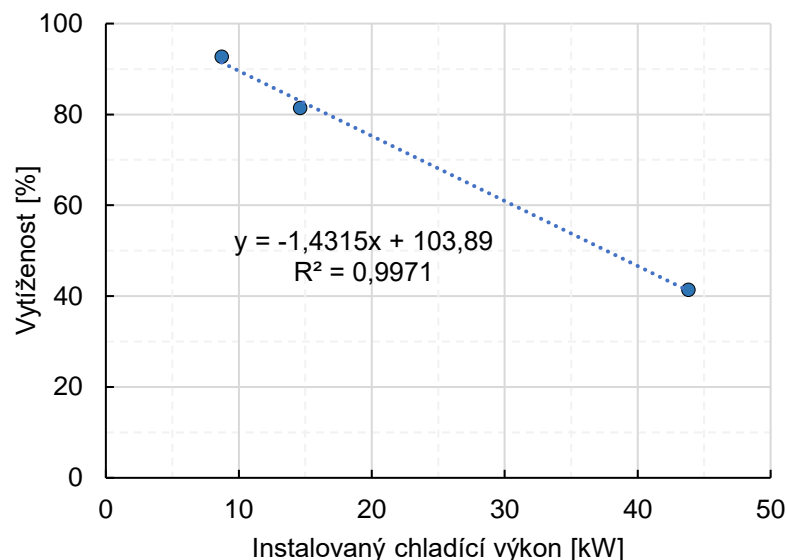
Graf 35 – Závislost účinnosti odvlhčování na instalovaném chladícím výkonu

Je zřejmé, že s narůstajícím chladícím výkonem roste možná výtěžnost získané vody dle následujícího grafu.



Graf 36 – Závislost vyrobené vody na instalovaném chladícím výkonu

Naproti tomu je nevýhoda v tom, že zařízení s vyšším chladícím výkonem není v průběhu celého roku využito, a klesá tak jeho vytíženost, což popisuje následující graf.



Graf 37 – Závislost vytíženosti zařízení na instalovaném chladicím výkonu

9.3 Varianty uvažující záchyt dešťové vody

- Varianta č. 1 – pro vybraný RD – pořízení nového zařízení, na základě dostupné S_{odv}
- Varianta č. 2 – pouze pro možné porovnání doby návratnosti s první variantou pro 2x větší S_{odv}

Varianta č. 1 a varianta č. 2 uvažuje

Využívání dešťové vody k potřebám nepitné vody v RD

- **A** – přetok do kanalizace, bez dotace
- **B** – přetok do kanalizace, s dotací
- **C** – přetok do vsak. zař., bez dotace
- **D** – přetok do vsak. zař., s dotací

Pro možnou obecnou představu o době návratnosti je zde uvažováno

- Vliv proměnnosti srážek
 - Rok 2016 představuje „průměrný“ rok při 523,7 mm a rok 2018 představuje „suchý“ rok při 414,4 mm srážek v lokaci Brna viz *tabulka 14*
- Cena za vodu
 - 99,2 Kč/m³ (lokace RD – Bystřice nad Pernštejnem)

Při uvažování přetoku dešťové vody v případě plné akumulční nádrže u varianty s přetokem do kanalizace zapotřebí obeznámit provozovatele kanalizace (o využívání srážkových vod v RD) se kterým se dohodne správný postup. Je možné, že umožní určitý přetok do kanalizace. Poté je možné dimenzovat menší vsakovací zařízení, což znamená menší vstupní náklady.

Volba typu akumulční nádrže na dešťovou vodu

Optimální volbě velikosti akumulčního objemu se věnuje *kapitola 8.3*, kde je uveden *graf 26* popisující soběstačnost potřeb nepitné vody (při průměrném proměnném odběru nepitné vody) v závislosti na velikosti objemu akumulční nádrže. Na základě toho a s uvažováním dostupných nádrží na trhu je vybrána vhodná akumulční nádrž pro danou aplikaci.

Volba vsakovacího zařízení

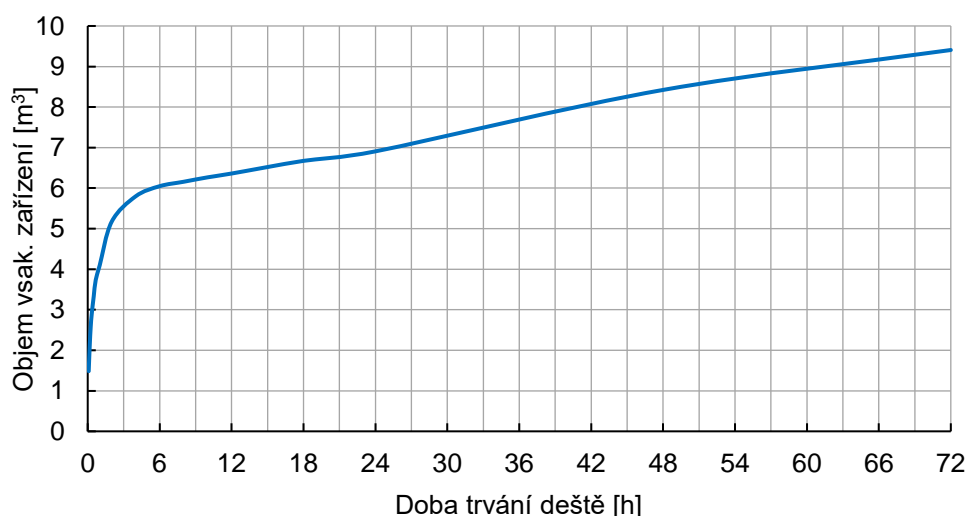
Následující *tabulka 23* je platná pro lokalitu Brna, periodicitu deště $p = 0,2$ a zvolené vsakovací zařízení AS-KRECHT [96] o čistém objemu $1,6 \text{ m}^3$ pro jeden kus na následujícím *obrázku*.



Obrázek 49 – Vsakovací tunel AS-KRECHT [96]

Tabulka 23 – Přehled volby vsakovacího zařízení pro danou odvodňovanou plochu

		Variant a č. 1	Variant a č. 2
odvodňovaná plocha	$[\text{m}^2]$	156	300
potřebný retenční objem	$[\text{m}^3]$	5,8	10,6
potřebný počet vsak. tunelů	[ks]	3,6	6,6
zvolený počet	[ks]	4	7
celková cena	[Kč]	26 352	46 116



Graf 38 – Optimální objem vsakovacího zařízení v závislosti na lokaci a odvodňované ploše RD, určený dle [96] pro periodicitu $p = 0,2$

Určení dotace na deštovku

Na stránkách [92] je kalkulačka na výpočet objemu akumulční nádrže, ze které se počítá s možnou dotací za akumulční objem (pokud se zvolí větší objem, bude dotován pouze takový objem, který byl určen z dotační kalkulačky).

Výpočet dotace je uvažován následovně vzhledem k tomu, že dotace může být maximálně 50 % přiznaných nákladů:

$$\begin{aligned} \text{když } (0,5 \cdot N_{\text{celk}} > \text{dotace}) &\rightarrow \text{dotace} \\ \text{když } (0,5 \cdot N_{\text{celk}} < \text{dotace}) &\rightarrow 0,5 \cdot N_{\text{celk}} \end{aligned} \quad (9.2)$$

pozn. je také zapotřebí zohlednit maximum možné dotace – viz kapitola 8.1.3

9.3.1 Varianta č. 1

Tato varianta je uvažována jako možnost využívání nepitné vody v RD ke splachování WC, úklidu, zalévání zahrady atp. Následující tabulka shrnuje celkový přehled zvolených komponent k HDV s vyhodnocením prosté doby návratnosti pro dva stavy (suchého roku 2018 a průměrného roku 2016 z hlediska srážek).

Tabulka 24 – Celkový přehled varianty č. 1

Varianta č. 1		A	B	C	D
plocha střechy RD	[m ²]		156,25		
užitný aku. objem	[m ³]		5		
min. aku. objem ⁽¹⁾	[m ³]		4,8		
akumulační nádrž 5 m ³	[Kč]		23990		
sestavná sada vodárny ⁽²⁾	[Kč]		20083		
filtrační koš na přítoku	[Kč]		2500		
práce a výkop	[Kč]		10000		
výměna nebo úprava rozvodů	[Kč]		20000		
potrubní cesty, ostatní	[Kč]		4500		
vsakovací zařízení	[Kč]	0	0	26352	26352
odborný posudek na dotaci	[Kč]	0	7000	0	7000
celkové pořizovací náklady	[Kč]	81073	88073	107425	114425
provoz. náklady ⁽³⁾	[Kč/rok]		778		
uvažovaná dotace	[Kč]	0	44037	0	46800
záchyt 2018	[m ³ /rok]		50,1		
úspora 2018	[Kč]		4972		
PDN 2018, 99,2 Kč/m ³	[rok]	19,3	10,5	25,6	16,1
záchyt 2016	[m ³ /rok]		66,3		
úspora 2016	[Kč]		6575		
PDN 2016, 99,2 Kč/m ³	[rok]	14,0	7,6	18,5	11,7

⁽¹⁾ minimální objem akumulční nádrže zjištěný z online kalkulačky na stránkách: [92], který je dále uvažován u výpočtu dotace za objem akumulční nádrže

(2) sestavná sada obsahuje cenově výhodné řešení kombinující: domácí vodárnu s čerpadlem, elektromagnetický ventil, snímač hladiny, plovákovou sací soupravu, tlakovou nádobu (18 l) k ochraně čerpadla, vnitřní trio filtr

(3) provozní náklady, které v průběhu roku vstupují s danou četností k výměně filtrační patrony u vnitřního trio filtru



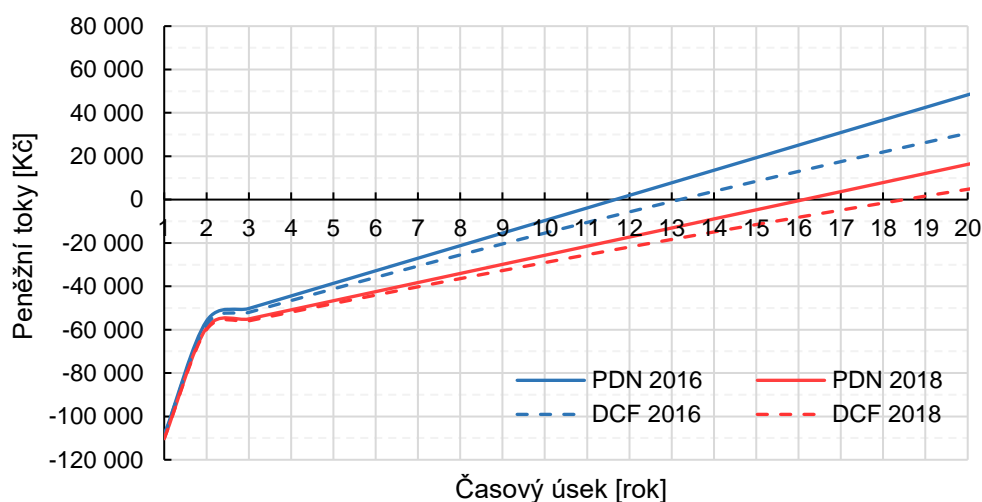
Obrázek 50 – Přehled komponent k hospodaření s dešťovou vodou pro variantu č.1 [103]

Výpočet PDN a přehled peněžních toků

Diskontovaná doba návratnosti uvažuje diskontní míru r ve výši 2 %. Prostá doba návratnosti je zde pro znázornění stanovena pro variantu č. 1 – D s uvažováním průměrného roku 2016 z hlediska srážek.

$$PDN = \frac{C_{in} - Z_{dotace}}{CF} = \frac{C_{in} - Z_{dotace}}{úspora - náklady} = \frac{114\,425 - 46\,800}{6\,575 - 778} = 11,7 \quad [-] \quad (9.3)$$

$$DCF = \frac{CF}{(1+r)^{rok}} \quad [-] \quad (9.4)$$



Graf 39 – Ukázka peněžních toků pro variantu č. 1 – D

9.3.2 Varianta č. 2

Tato varianta je zde uvažována pro možné porovnání doby návratnosti s první variantou za účelem možného proložení dvou známých bodů křivkou v závislosti na soběstačnosti potřeb nepitné vody viz kapitola 9.3.3.

Tabulka 25 – Celkový přehled varianty č. 2

Varianta č. 2		A	B	C	D
plocha střechy RD	[m ²]		300		
užitný aku. objem	[m ³]		10		
min. aku. objem ⁽¹⁾	[m ³]		8,5		
sestava HOME RAINTRONIC ⁽²⁾	[Kč]		103490		
potrubní cesty, ostatní	[Kč]		5000		
výměna nebo úprava rozvodů	[Kč]		20000		
práce a výkop	[Kč]	12500	12500	15000	15000
vsakovací zařízení	[Kč]	0	0	46116	46116
odborný posudek na dotaci	[Kč]	0	7000	0	7000
celkové pořizovací náklady	[Kč]	140990	147990	189606	196606
provoz. náklady ⁽³⁾	[Kč/rok]		778		
uvažovaná dotace	[Kč]	0	59750	0	59750
záchyt 2018	[m ³ /rok]		92,4		
úspora 2018	[Kč]		9163		
PDN 2018, 99,2 Kč/m ³	[rok]	16,8	10,5	22,6	16,3
záchyt 2016	[m ³ /rok]		108,8		
úspora 2016	[Kč]		10797		
PDN 2016, 99,2 Kč/m ³	[rok]	14,1	8,8	18,9	13,7

⁽¹⁾, ⁽³⁾, viz poznámky u tabulky 24

⁽²⁾ cenově výhodná sestava zahrnující následující komponenty: akumulční nádrž o užitném objemu 10 m³, teleskopický poklop se šachtovitým nástavcem, filtrační šachta k osazení před nádrž, domácí vodárna s čerpadlem, elektromagnetický ventil, snímač hladiny, plováková sací souprava, tlaková nádoba (18 l), vnitřní filtr trio

pozn. provozní náklady jsou u obou výše uvedených variant stejné, jelikož se předpokládá stejný průměrný odběr nepitné vody v RD.



Obrázek 51 – Přehled komponent k hospodaření s dešťovou vodou pro variantu č.2 [103]

V příloze 5 je poté schéma zapojení jednotlivých komponent.

9.3.3 Technicko-ekonomické zhodnocení výše uvedených variant

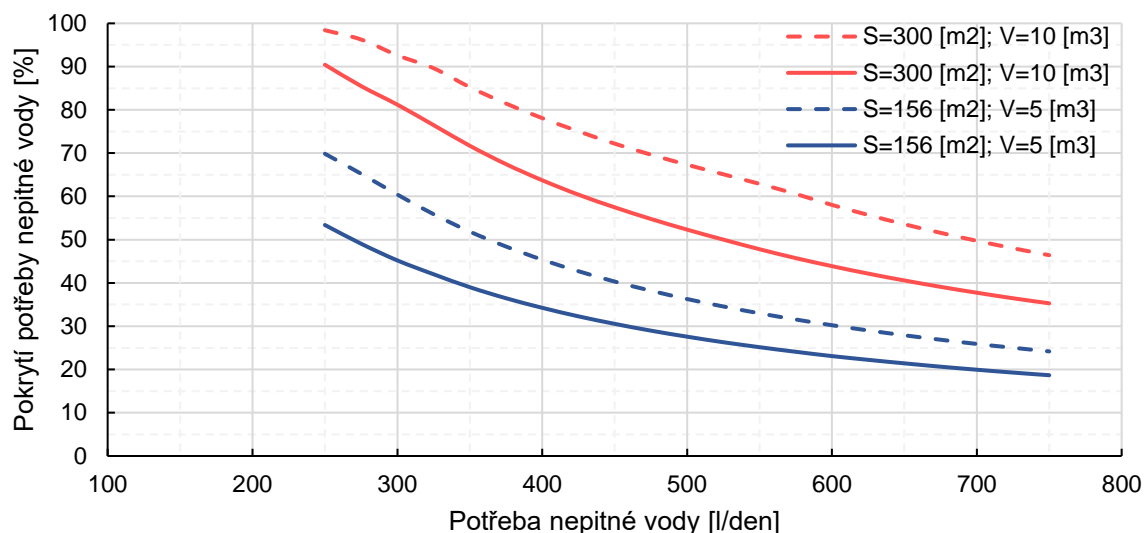
Následující tabulka souhrnně popisuje celoroční shrnutí variant popisujících hospodaření s dešťovou vodou pro RD, kde je patrná bilance využití pro zvolené objemy akumulčního zařízení.

Tabulka 26 – Shrnutí soběstačnosti v RD pro uvažované konfigurace komponent

		Varianta č. 1		Varianta č. 2	
		2016	2018	2016	2018
odvodňovaná plocha	[m ²]	156,25	156,25	300	300
objem aku. zařízení	[m ³]	5	5	10	10
průměrná denní potřeba nepitné vody	[l/den]	348,9	358,7	348,9	358,7
celk. roční potřeba nepitné vody	[m ³ /rok]	127,6	131,3	127,6	131,3
celk. zachyt	[m ³ /rok]	66,3	52,4	127,3	100,7
celk. přetok	[m ³ /rok]	0,0	2,3	19,4	8,4
celk. využití	[m ³ /rok]	66,3	50,1	107,9	92,3
soběstačnost potřeb nepitné vody	[%]	51,9	38,2	84,5	70,3

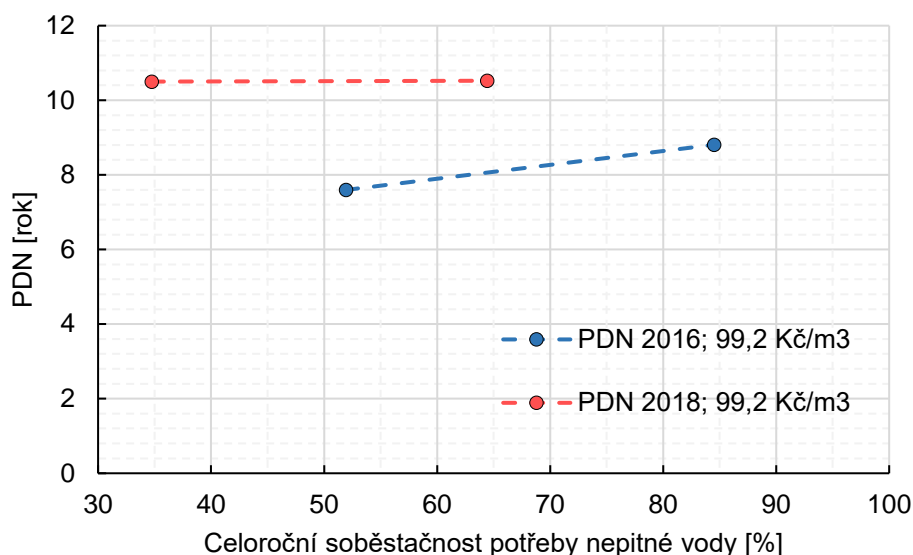
pozn. celková roční potřeba nepitné vody je pro rok 2016 a 2018 rozdílná v tom, že v roce 2018 se více zavlažovala zahrada z důvodu „suššího“ roku.

Porovnáním dvou výše zmíněných variant (varianta č. 1. a varianta č. 2), je následně možné zjistit možnou dobu návratnosti investice v závislosti na proměnné celoroční soběstačnosti, která je závislá na potřebě nepitné vody dle následujícího grafu 40.

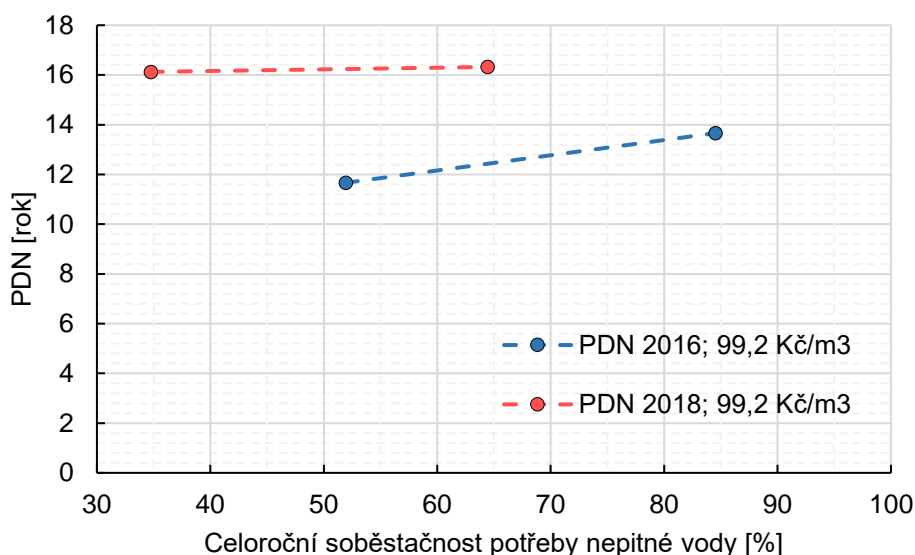


Graf 40 – Znázornění soběstačnosti v závislosti na průměrné denní potřebě nepitné vody pro dané podmínky (čárkovaná čára – „průměrný“ rok 2016, plná čára – „suchý“ rok 2018)

Zjištěnou soběstačnost potřeb nepité vody v RD z předešlé *tabulky 26* můžeme přenést do následujících dvou grafů, ze kterých vyplývá prostá doba návratnosti investice výše uvedených variant. Graf vznikl proložení dvou známých bodů (bod popisuje polohu PDN vůči dané soběstačnosti pro daný rok) křivkou.



Graf 41 – Závislost prosté doby návratnosti na proměnné soběstačnosti pro variantu **B**



Graf 42 – Závislost prosté doby návratnosti na proměnné soběstačnosti pro variantu **D**

Z výše uvedených grafů je patrné, že při uvažované úspoře na základě „suchého“ roku 2018 je doba PDN relativně neměnná vlivem narůstající hodnoty soběstačnosti. Jinými slovy lze říci, že vyšší pořizovací náklady vhodně vybraných komponent vlivem větší odvodňované plochy znamenají vyšší úspory za nepitnou vodu, a tím se investice může dříve vrátit.

10 Závěr

V současné době probíhají studie a výzkumy tuhých adsorbentů s vývojem nových porézních struktur a kapalných absorpčních desikantů. Dále se vyvíjí zařízení kombinující přednosti strojního chlazení a sorpčních systémů za účelem maximální využitelnosti potenciálu obsahu vodní páry ve vzduchu v daných oblastech při proměnných podmínkách (např. sucho, vlhko) s využitím OZE.

Energetická náročnost získávání vody ze vzdušné vlhkosti je závislá na okolních podmínkách vstupního vzduchu. Energetická náročnost klesá s narůstajícím chladícím výkonem, to je dáno tím, že potřebné citelné teplo se odebere a následně se odebírání teplo latentní za účelem zisku kondenzátu – resp. čím je nižší faktor citelného tepla, tím je energetická náročnost nižší.

Z hlediska využívání zařízení (kompresorové strojní chlazení) na výrobu vody ze vzduchu v podmínkách ČR se pohybuje energetická náročnost okolo $0,34 \text{ kWh}\cdot\text{l}^{-1}$ (viz *graf 22* na *str. 96*), při započítání nákladů na úpravu do pitné vody se poté měrná cena pohybuje okolo $1,71 \text{ Kč}\cdot\text{l}^{-1}$, což je v porovnání s vodou z vodovodní sítě cca 20x nákladnější – viz *tabulka 22*.

Technologie na získávání vody ze vzduchu bude pravděpodobně uvažována jako poslední možnost pro lokalitu se snižujícími se zásobami podzemní a nadzemní pitné vody vlivem růstu populace a regionálních změn klimatu. Z budoucího hlediska je zde spíše zajímavější aplikace např. nakládat se vzniklým kondenzátem v aplikaci HVAC jako s produktem (a ne odpadem), který stačí upravit do podoby pitné vody, nebo jako součást polygenerace energetických zařízení decentralizovaných soustav, kde je mimo jiné výstupním produktem pitná voda.

Pro uvažované návrhy týkající se zachytu dešťové vody pro uvažovaný RD nejlépe vychází varianta s přetokem do kanalizace, kde se PDN pohybuje okolo $8 \div 10$ let. V případě nemožnosti posílání přetoku do kanalizace je uvažována varianta s přetokem do vsakovacího zařízení, kde se PDN pohybuje okolo $12 \div 16$ let. Při celkové soběstačnosti potřeb nepitné vody v RD okolo $38 \div 52 \%$ v závislosti na srážkovém modelu.

Náměty k dalšímu rozvoji

Prvotní je hospodárné nakládání s vodou z hlediska velkých odběratelů vody (energetika, průmysl), např. je možné snížit množství odpařené vody z chladících věží – tomu se krátce věnuje *kapitola 5.5.4*. Vhodné téma pro další rozvoj je z hlediska energetiky nalézt řešení, které by porovnávalo optimální varianty zachytu odpařené vodní páry (odcházející z chladících věží) s ohledem na nízké provozní náklady (např. aby dané možnosti příliš nenarušovaly přirozený odtah). S ohledem na stabilní provoz celého zařízení a celkovou vstupující investici. Tímto se může docílit vyšší soběstačnosti potřeb vody výrobních bloků, a snížení tak možných provozních nákladů.

Bibliografie

- [1] NETOFF, , GILLESPIE a TILLER. *EWeather and Climate: Weather and Climate* [online]. Texas, Sam Houston State University, 2017 [cit. 2019-02-16]. Dostupné z: <http://bearkatsonline.com/>
- [2] GRMELA, . *Základy hydrogeologie* [online]. VŠB - Technická univerzita Ostrava: KATEDRA GEOLOGICKÉHO INŽENÝRSTVÍ, 2004 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: http://geologie.vsb.cz/geologie/KAPITOLY/10_z%C3%A1klady_hydro/10_z%C3%A1klady_hydrogeologie.htm
- [3] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. První vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [4] SCHWARZER, Jan. *Teorie vlhkého vzduchu (I): Úvod a vyjádření vlhkosti vzduchu* [online]. tzbinfo, 2006 [cit. 2019-02-16]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/teorie-a-vypocty-vetrani-klimatizace/3323-teorie-vlhkeho-vzduchu-i>
- [5] CSATOVÁ, . *EXKURZE DO ČEZ ELEKTRÁRNÝ DĚTMAROVICE* [online]. 2016 [cit. 2019-02-16]. Dostupné z: <http://www.mladezka.cz/exkurze-do-cez-elektrarny-detmarovice/>
- [6] *ASHRAE Handbook: systems and equipment*. SI edition. Atlanta: ASHRAE, 2012. ISBN 978-1-936504-26-8.
- [7] GHONEMY, A.M.K. Fresh water production from/by atmospheric air for arid regions, using solar energy: Review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Engineering College, Al-Jouf University, Saudi Arabia: Elsevier, 2012, **16**(8), 6384-6422.
- [8] *Vlhký vzduch, Izobarické změny stavů vlhkého vzduchu: Aplikovaná termomechanika - Přednáška 2* [online]. ČVUT, 2009 [cit. 2019-02-15]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-02.pdf>
- [9] SHAVIV, Nir. *Condensation of your exhaled breath* [online]. ScienceBits, 2019 [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <http://www.sciencebits.com/exhalecondense>
- [10] *Humidity: Dew point* [online]. Switzerland: Meteoblue, 2018 [cit. 2019-04-21]. Dostupné z: <https://content.meteoblue.com/nl/specifications/weather-variables/humidity>
- [11] MILANI, D. *Modelling Framework of Solar Assisted Dehumidification System to Generate Freshwater from "Thin Air"*. 2012. Ph.D. Thesis. The University of Sydney.
- [12] ROHSENOW, W. Heat Transfer and Temperature Distribution in Laminar Film Condensation. *Journal of Heat Transfer*. 1956, , 78.
- [13] INCROPERA, Frank. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 6th ed. Hoboken, NJ: John Wiley, 2007. ISBN 978-0-471-45728-2.
- [14] LAMPINEN, Markku. *Thermodynamics of humid air*. b.r.
- [15] JÍCHA, Miroslav. *Přenos tepla a látky*. Brno: CERM, 2001. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-2029-4.

-
- [16] KANDLIKAR, S., Masahiro SHŌJI a V. DHIR. *Handbook of phase change: boiling and condensation*. Philadelphia, PA, 1999. ISBN 15-603-2634-4.
- [17] MILIONIS, A. a D. POULIKAKOS. *Condensation* [online]. Laboratory of Thermodynamics in Emerging Technologies, 2019 [cit. 2019-03-21]. Dostupné z: <http://www.lnt.ethz.ch/research/current-research1/condensation.html>
- [18] MILJKOVIC, Nenad a Evelyn WANG. *Condensation heat transfer on superhydrophobic surfaces*. Massachusetts Institute of Technology: Department of Mechanical Engineering, 2013.
- [19] ROHSENOW, Warren, J. HARTNETT a Young CHO. *Handbook of heat transfer*. 3rd ed. New York: McGraw-Hill, 1998. ISBN 00-705-3555-8.
- [20] MIFEK, R. *Výpočty kondenzátorů páry*. Brno, 2013. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [21] WEBB, David. *CONDENSATION OF MULTICOMPONENT VAPORS* [online]. Thermopedia, 2011 [cit. 2019-04-04]. Dostupné z: <http://www.thermopedia.com/content/651/>
- [22] FAGHRI, A. a Y. ZHANG. *Transport Phenomena in Multiple Systems: Filmwise Condensation*. b.r.
- [23] SERTH, R. *Process heat transfer: principles and applications*. London: Elsevier Academic Press, 2007. ISBN 01-237-3588-2.
- [24] FIELDS, Conrad. *Heat Transfer in Condensation & Boiling (Special Cases of Convection)* [online]. 2018 [cit. 2019-03-15]. Dostupné z: <https://slideplayer.com/slide/13744564/>
- [25] GREGORIG, R., J. KERN a K. TUREK. *Improved correlation of film condensation data based on a more rigorous application of similarity parameters*. Wärme Stoffübertrag, 1974, (7), 1-12.
- [26] CHUN, M.H. a K.T. KIM. A Natural Convection Heat Transfer Correlation for Laminar and Turbulent Film Condensation on a Vertical Surface. *ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference: Reno*. 1991, (2), 459-464.
- [27] KAKAC, S., H. LIU a A. PRAMUANJAROENKIJ. *HEAT EXCHANGERS: Selection, Rating, and Thermal Design*. Třetí vydání. Broken Sound Parkway NW: Taylor & Francis Group, 2012. ISBN 13: 978-1-4398-4991-0.
- [28] DVOŘÁK, Zdeněk. *Chladicí technika*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1971.
- [29] CHEN, M.M. An analytical study of laminar film condensation: Part 2—Single and multiple horizontal tubes. *Journal of Heat Transfer*. 1961a, , 8355-60.
- [30] EISSENBERG, D.M. *An Investigation of the Variables Affecting Steam Condensation on the Outside of a Horizontal Tube Bundle*. Knoxville, 1972. Ph.D. Thesis. University of Tennessee.
- [31] ROHSENOW, W.M., J.H WEBBER a A.T. LING. Effect of Vapor Velocity on Laminar and Turbulent Film Condensation. *Journal of Heat Transfer*. 1956, **78**, 1637-1643.
- [32] CESS, R.D. Laminar Film Condensation on a Flat Plate in the Absence of a Body Force. *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik*. 1960, **11**, 426-433.
-

-
- [33] ROSE, J.W. Fundamentals of Condensation Heat Transfer: Laminar Film Condensation. *JSME Int'l. J.* 1988, **31**, 357-375.
 - [34] MCNAUGHT, J.M. Two-phase forced convection heat transfer during condensation on horizontal tube bundles. *Proc. 7th Int. Heat Transfer Conf.* Rankine Building National Engineering Laboratory, East Kilbride, 1982, , 5125.
 - [35] GHIAASIAAN, S. *Two-Phase Flow, Boiling and Condensation: In Conventional and Miniature Systems*. Georgia Institute of Technology: Cambridge University Press, 2008. ISBN 978-0-511-48039-3.
 - [36] GRIFFITH, P. a G.F. HEWITT. *Heat Exchanger Design Handbook*. Exec. Ed. New York: Hemisphere Publishing, 1990.
 - [37] KUPPAN, Thulukkanam. *Heat exchanger design handbook*. Druhé vydání. Florida: Taylor & Francis Group, LLC, 2000. Mechanical engineering (Marcel Dekker, Inc.). ISBN 13: 978-1-4398-4213-3.
 - [38] DAI, Xianming, Nan SUN, Steven NIELSEN, Birgitt STOGIN, Jing WANG, Shikuan YANG a Tak-Sing WONG. *Hydrophilic directional slippery rough surfaces for water harvesting*. American Association for the Advancement of Science., 2018, , 1-10.
 - [39] HU, H.W. a G.H. TANG. *Theoretical investigation of stable dropwise condensation heat transfer on a horizontal tube*. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, China: Elsevier, 2013.
 - [40] TATE, Vivek. *Atmospheric Water Generator Market size forecast to grow at a CAGR of 37.4% during next seven years* [online]. 2016 [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: <https://www.gminsights.com/>
 - [41] WAHLGREN, Roland. *Water-from-Air Quick Guide*. Druhé vydání. Canada: Atmoswater Research, 2016-2018. ISBN 978-1523638819. Dostupné také z: www.atmoswater.com
 - [42] AOUN, Joseph. *Water conservationists are taking notice of the Menorah Islands Project* [online]. 2015 [cit. 2019-04-04]. Dostupné z: <https://www.themenorahislands.com/water-conservationists-are-taking-notice-of-the-menorah-islands-project/#.XKZVMphmmUk>
 - [43] WAHLGREN, Roland. *Atmospheric Water Generator or Water-from-Air Machine Suppliers Links* [online]. 2019 [cit. 2019-04-08]. Dostupné z: <https://www.atmoswater.com/manufacturers-and-suppliers-of-atmospheric-water-generators--water-from-air-machines.html>
 - [44] MAGRINI, Anna, Lucia CATTANI, Marco CARTESEGNA a Lorenza MAGNANI. *Water Production from Air Conditioning Systems: Some Evaluations about a Sustainable Use of Resources*. Sustainability, 2017, **9**.
 - [45] CONDENSER DRYERS WITH COMPRESSOR TECHNOLOGY [online]. Germany: TROTEC, 2019 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <https://uk.trotec.com/products-services/machinery-homecomfort/dehumidification/practical-knowledge-concerning-dehumidifiers/overview-of-dehumidification-methods/condenser-dryers-with-compressor-technology/>
 - [46] TEGROTENHUIS, W.E., V.S. STENKAMP, B.Q. ROBERTS et al. *MINIATURIZATION OF AN AMMONIA-WATER ABSORPTION CYCLE HEAT*
-

- PUMP USING MICROCHANNELS*. Denver, USA: International Sorption Heat Pump Conference, 2005.
- [47] HARRIMAN, Lewis. *The Dehumidification Handbook*. Second Edition. AMESBURY, USA: Munters Corporation, 2002. ISBN 0-9717887-0-7.
- [48] NÓBREGA, C.E.L. a N.C.L. BRUM. *Desiccant-Assisted Cooling: Fundamentals and Applications*. London: Springer-Verlag, 2014. ISBN 978-1-4471-5565-2.
- [49] WAHLGREN, Roland. *ATMOSPHERIC WATER VAPOUR PROCESSOR DESIGNS FOR POTABLE WATER PRODUCTION: A REVIEW* [online]. Canada: Elsevier Science Ltd., 2001 [cit. 2019-03-11].
- [50] PERI, J. a A. HENSLEY JR. *The surface structure of silica gel*. J. Phys. Chem., 1968, **72**(8), 2926-2933.
- [51] DAVIS, Mark a Raul LOBO. *Zeolite and molecular sieve synthesis*. Chem. Mater., 1992, **4**(4), 756–768.
- [52] KALMUTZKI, Markus, Christian DIERCKS a Omar YAGHI. *Metal–Organic Frameworks for Water Harvesting from Air*. WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, Weinheim, 2018, **30**.
- [53] ZHAO, Fei, Xingyi ZHOU, Yi LIU, Ye SHI, Yafei DAI a Guihua YU. *Super Moisture-Absorbent Gels for All-Weather Atmospheric Water Harvesting*. Adv. Mater., 2019, **31**(10).
- [54] TU, Yaodong, Ruzhu WANG, Yannan ZHANG a Jiayun WANG. *Progress and Expectation of Atmospheric Water Harvesting*. Elsevier Inc., 2018, **2**(8), 1452-1475.
- [55] NANDAKUMAR, D.K., Y. ZHANG, S.K. RAVI, N. GUO, Ch. ZHANG a S.Ch. TAN. *Solar Energy Triggered Clean Water Harvesting from Humid Air Existing above Sea Surface Enabled by a Hydrogel with Ultrahigh Hygroscopicity*. Adv. Mater., 2019.
- [56] *DESICCANT DEHUMIDIFIERS* [online]. Germany: TROTEC, 2019 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <https://uk.trotec.com/products-services/machinery-homecomfort/dehumidification/practical-knowledge-concerning-dehumidifiers/overview-of-dehumidification-methods/desiccant-dehumidifiers/>
- [57] ACKER, William. *Industrial Dehumidification: Water Vapor Load Calculations and System Descriptions*. Acker & Associates, Green Bay, Wis.: HPAC Heating/Piping/AirConditioning, 1999.
- [58] LOWENSTEIN, Andrew. *Review of Liquid Desiccant Technology for HVAC Applications*. HVAC&R RESEARCH, 2008, **14**(6), 819-839.
- [59] GIDO, Ben, Eran FRIEDLER a David BRODAY. *Liquid-Desiccant Vapor Separation Reduces the Energy Requirements of Atmospheric Moisture Harvesting*. Israel: Environ. Sci. Technol, 2016, **50**, 8362-8367.
- [60] HAYNIE, Mark, Jeff RODWAY a Greg WASHBURN. *Vacuum Dryers* [online]. Valley Ave.: Gardner Business Media, Inc, 2019 [cit. 2019-04-05]. Dostupné z: <https://www.ptonline.com/knowledgecenter/Plastics-Drying/Dryer-Types/Vacuum-Dryers>

-
- [61] FITCH, Jim. *Vacuum Distillation for the Removal of Water and Other Volatile Contaminants* [online]. Noria Corporation, b.r. [cit. 2019-04-09]. Dostupné z: <https://www.machinerylubrication.com/Read/162/vacuum-distillation-water-oil>
- [62] ANDRES, Petr. *Odvhlčování pomocí adsorbční technologie DST Seibu Giken* [online]. Praha: TZB-info, 2008 [cit. 2019-03-31]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/4918-odvhlcovani-pomoci-adsorbncni-technologie-dst-seibu-giken>
- [63] TRIPATHI, A., S TUSHAR, S. PAL, S. LODH, S. TIWARI a R.S. DESAI. *Atmospheric Water Generator*. International Journal of Enhanced Research in Science, 2016, **5**(4).
- [64] *Solar Air Water Earth Resource (S.A.W.E.R.)* [online]. Univerzitní centrum energeticky efektivních budov (UCEEB), b.r. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: <http://www.uceeb.cz/projekty/solar-air-water-earth-resource-sawer>
- [65] S. A. W. E. R. – *technologie kultivace pouště* [online]. České vysoké učení technické v Praze, 2017 [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: <https://fs.cvut.cz/aktuality/636-212/s-a-w-e-r-technologie-kultivace-pouste/>
- [66] *Solární projekt českých vědců promění poušť v zelenou zahradu. Ukáže se na EXPO v Dubaji* [online]. 2019 [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: <https://www.businessinfo.cz/cs/clanky/solarni-projekt-ceskych-vedcu-promeni-poust-v-zelenou-zahradu-ukaze-se-na-expo-v-dubaji-117854.html>
- [67] CHANDLER, David. *New system recovers fresh water from power plants* [online]. Massachusetts Institute of Technology: News Office, 2018 [cit. 2019-04-05]. Dostupné z: <http://news.mit.edu/2018/new-system-recovers-fresh-water-power-plants-0608>
- [68] POTRECK, J., K. NIJMEIJER, T. KOSINSKI a M. WESSLING. *Mixed water vapor/gas transport through the rubbery polymer PEBAX (R) 1074*. Journal of Membrane Science, 2009, **338**(1-2), 11-16.
- [69] AZHER, H., G.W. STEVENS a S.E. KENTISH. *Water permeation and sorption properties of Naon 115 at elevated temperatures*. Journal of Membrane Science, 2014, , 459104-113.
- [70] HUANG, R. *Pervaporation separation of water/isopropanol mixture using sulfonated poly(ether ether ketone) (SPEEK) membranes: transport mechanism and separation performance*. Journal of Membrane Science, 2001, (1-2), 115-127.
- [71] BERGMAIR, Daniel. *Design of a system for humidity harvesting using water vapor selective membranes*. Eindhoven University of Technology: GVO drukkers & vormgevers B.V., 2015. ISBN 978-90-386-3817-1.
- [72] ZHAO, Baiwang, Liang-Yi WANG a Tai-Shung CHUNG. *Enhanced membrane systems to harvest water and provide comfortable air via dehumidification & moisture condensation*. Singapore: Elsevier B.V, 2019, , 136-144.
- [73] DAMAK, Maher a Kripa VARANASI. *Electrostatically driven fog collection using space charge injection*. Damak and Varanasi, Sci. Adv., 2018, **4**.
- [74] RAIZER, Yuri. *Gas discharge physics*. New York: Springer, 1991. ISBN 35-401-9462-2.
- [75] GHOSH, Ritwick, Tapan RAY a Ranjan GANGULY. *Cooling tower fog harvesting in power plants – A pilot study*. Elsevier Ltd., 2015, **89**, 1018-1028.
-

- [76] DEZIANI, M., Kh. RAHMANI, S.J. MIRREZAEI ROUDAKI a M. KORDLOO. *Feasibility study for reduce water evaporative loss in a power plant cooling tower by using air to Air heat exchanger with auxiliary Fan*. Desalination: Elsevier B.V., 2015, , 119-124.
- [77] ČEZ - virtuální prohlídky [online]. ČEZ, a. s., 2019 [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: <http://virtualniprohlidky.cez.cz/cez-temelin/>
- [78] XUE, Guobin, Qian CHEN, Shizhe LIN, Jiangjiang DUAN, Peihua YANG, Kang LIU, Jia LI a Jun ZHOU. *Highly Efficient Water Harvesting with Optimized Solar Thermal Membrane Distillation Device*. Global Challenges: WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, Weinheim, 2018, 2.
- [79] WANG, Qiushi, Ziyue ZHU a Hongfei ZHENG. Investigation of a floating solar desalination film. *Desalination*. Elsevier, 2018, 447, 43-54.
- [80] ELIMELECH, M. a W.A. PHILLIP. *The Future of Seawater Desalination: Energy, Technology, and the Environment*. 2011.
- [81] BOHN, P., J.G. GEORGIADIS a M. ELIMELECH. *Science and Technology for Water Purification in the Coming Decades*. 2008, , 301-310.
- [82] GONÇALVES, Tamaki. *Dessalinização da água do mar* [online]. 2015 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <http://usosustentaveldaagua.tripod.com/id1.html>
- [83] WAHLGREN, Roland. *Canadian Dew Technologies Inc.* [online]. British Columbia, Canada, 2019 [cit. 2019-04-21]. Dostupné z: <https://www.candew.ca/>
- [84] WAHLGREN, Roland. *Another Water Resource for Caribbean Countries: Water-from-Air*. Caribbean Water and Wastewater Association Twenty-Third Annual Water & Wastewater Conference and Exhibition At: Paradise Island, Bahamas, 2014.
- [85] WRONSKI, Jorrit a Maarten WINTER. *CoolPack* [online]. Dánsko, 2019 [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: <https://www.ipu.dk/products/coolpack/>
- [86] HAMERSKÝ, Tomáš. Použití adiabatického chlazení v klimatickém pásmu ČR - 1.část. *Topenářství instalace*. 2018, (6), 1-3, Topenářství instalace.
- [87] Český hydrometeorologický ústav [online]. Praha, 2019 [cit. 2019-04-08]. Dostupné z: <http://portal.chmi.cz/>
- [88] Seznam zeměpisných rekordů Česka. *Wikipedie* [online]. 2019 [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Seznam_zem%C4%9Bpisn%C3%BDch_rekord%C5%AF_%C4%8Ceska
- [89] VRÁNA, Jukub. Nová evropská norma pro využití srážkových vod. *TZB-info* [online]. b.r. [cit. 2019-04-08]. Dostupné z: <https://voda.tzb-info.cz/destova-voda/17616-nova-evropska-norma-pro-vyuziti-srazkovych-vod>
- [90] Výzva č. 12/2017 k předkládání žádostí o poskytnutí podpory v rámci Národního programu Životní prostředí „Dešťovka“ [online]. Státní fond životního prostředí ČR, 2017 [cit. 2019-04-08]. Dostupné z: [https://www.mzp.cz/C1257458002F0DC7/cz/destovka_vyzva_dvanact_srpen/\\$FILE/OFDN-vyzva_12-20170807.pdf](https://www.mzp.cz/C1257458002F0DC7/cz/destovka_vyzva_dvanact_srpen/$FILE/OFDN-vyzva_12-20170807.pdf)

-
- [91] *Výzva č. 12/2017: Dešťovka II* [online]. Národní program Životní prostředí, 2017 [cit. 2019-04-08]. Dostupné z: <https://www.narodniprogramzp.cz/nabidka-dotaci/detail-vyzvy/?id=50>
- [92] *Dotace Dešťovka* [online]. Praha: Ministerstvo životního prostředí, 2019 [cit. 2019-04-08]. Dostupné z: <https://www.dotacedestovka.cz/>
- [93] *Startuje dotační program pro občany Dešťovka. Známe podrobnosti!* [online]. 2017 [cit. 2019-04-08]. Dostupné z: <https://www.tretiruka.cz/news/startuje-dotacni-program-pro-obcany-destovka-zname-podrobnosti/>
- [94] *Dešťovka: Často kladené otázky* [online]. Státní fond životního prostředí ČR, b.r. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: <https://www.dotacedestovka.cz/dotazy.html>
- [95] *Dešťovka II – Jak požádat o dotaci krok za krokem* [online]. Národní program Životní prostředí, 2017 [cit. 2019-04-08]. Dostupné z: <https://www.narodniprogramzp.cz/detail-vyzvy-2/destovka-2-jak-pozadat-o-dotaci-krok-za-krokem/>
- [96] *Asio - Čištění a úprava vod* [online]. Brno, 2019 [cit. 2019-04-09]. Dostupné z: <https://www.asio.cz/>
- [97] *PROGRAM VYUŽITÍ SRÁŽKOVÝCH VOD AS-REWA: PROJEKČNÍ A INSTALAČNÍ PODKLADY* [online]. Brno: Asio - Čištění a úprava vod, 2017 [cit. 2019-04-08]. Dostupné z: https://www.asio.cz/?download=/_materialy-as-rewa/pip_rewa_2017_07_26.pdf
- [98] DUFKA, Jaroslav a Zdeňka DŘEVOJÁNKOVÁ. *Srážkové vody 1 ÷ 5 část* [online]. Topenářství instalace: TOPIN, 2018 [cit. 2019-04-09]. Dostupné z: <http://www.topin.cz/clanky/srazkove-vody-5-cast-zaver-detail-3939>
- [99] ČSN EN 16941-1. *Zařízení pro využití nepitné vody na místě - Část 1: Zařízení pro využití srážkových vod*. Praha 2: ÚNMZ, 2018.
- [100] HAMERSKÝ, Tomáš. *Malá fotovoltaická elektrárna*. Brno, 2017. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [101] *Bystrice nad Pernštejnem: Cena vody 2019, poplatky za odpad a za psa* [online]. 2019 [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <https://www.skrblik.cz/radce/mesto/bystrice-nad-pernstejnem/>
- [102] *Vývoj vodného a stočného v Praze* [online]. Pražské vodovody a kanalizace, a.s., 2019 [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: <https://www.pvk.cz/vse-o-vode/cena-vodneho-a-stocneho/vyvoj-vodneho-a-stocneho-v-praze/>
- [103] *Rainshop* [online]. Brno, 2019 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <https://www.rainshop.cz/>
- [104] *KlimatickáZměna.cz* [online]. Brno: Ústav výzkumu globální změny AV ČR v.v.i., 2019 [cit. 2019-04-09]. Dostupné z: <https://www.klimatickazmena.cz/cs/>
- [105] CHEN, M.M. An analytical study of laminar film condensation: Part 1 - Flat plates. *Journal of Heat Transfer*. 1961, , 8348-54.
- [106] KOH, J.C.Y. Film Condensation in a Forced-Convection Boundary Layer Flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1962, **5**, 941-954.
-

Seznam použitých symbolů

A	[W]	práce
a	[m ² ·s ⁻¹]	součinitel teplotní vodivosti
ac	[-]	Ackermanova korekce zahrnující vliv nekondenzující složky plynu
Ar	[-]	Archimedovo číslo
$Až$	[-]	konstanta charakterizující vliv žebrování trubky
b	[m]	šířka
c	[-]	konstanta
C	[-]	koncentrace, stupeň pokrytí
CF	[Kč]	cash flow - peněžní tok
COP	[-]	topný faktor
D	[m]	charakteristický rozměr (pro bezrozměrná kritéria), průměr
E	[kWh·l ⁻¹]	energetická náročnost získávání vody ze vzd. vl.
f	[-]	faktor tření
G	[kg·m ⁻² ·s ⁻¹]	hmotnostní tok na jednotku plochy filmu
g	[m·s ⁻²]	gravitační konstanta
h	[kJ·kg _{sv} ⁻¹]	entalpie
H	[m]	nadmořská výška
Ja	[-]	Jacobovo číslo
L	[m]	délkový rozměr
m	[kg]	hmotnost
M	[mm]	množství srážek
\dot{m}	[kg·s ⁻¹]	hmotnostní tok
N	[Kč]	náklady
N	[-]	počet
ni''	[mol·m ⁻² ·s ⁻¹]	molární tok kondenzace
Nu	[-]	Nusseltovo číslo
p	[Pa]	tlak
P	[l·den ⁻¹]	potřeba nepitné vody
P	[W]	výkon
Pr	[-]	Prandtlovo číslo
q	[J·m ⁻²]	měrné teplo
Q	[J]	teplo
\dot{Q}	[W]	tepelný tok
\dot{q}	[W·m ⁻²]	měrný tepelný tok

R	[m]	poloměr
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
S	[m ²]	plocha
SC	[-]	poměr zastínění plochy vláknitým pletivem
t	[°C]	teplota, v <i>rovnici 4.3</i> tloušťka [mm]
T	[K]	termodynamická teplota
u	[m·s ⁻¹]	rychlost proudění
U	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	součinitel prostupu tepla
v	[m·s ⁻¹]	rychlost proudění
V	[m ³]	objem
\dot{V}	[m ³ ·s ⁻¹]	objemový tok
x	[kg·kg _{sv} ⁻¹]	měrná vlhkost
Z	[Kč]	zisk
α	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	součinitel přestupu tepla
β	[deg]	úhel sklonu
δ	[m]	tloušťka vrstvy filmu kondenzátu
Δ	[-]	rozdíl hodnot
η	[-]	účinnost
θ	[rad]	úhel sklonu
λ	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	součinitel tepelné vodivosti
μ	[Pa·s]	dynamická viskozita
ν	[m ² ·s ⁻¹]	kinematická viskozita
ρ	[kg·m ⁻³]	hustota
τ	[Pa]	smykové napětí
φ	[-]	relativní vlhkost vzduchu
\mathcal{G}	[-]	faktor citelného tepla
Γ	[kg·m ⁻¹ ·s ⁻¹]	hmotnostní průtok na jednotku šířky ve filmu kondenzátu

Seznam použitých indexů

<i>0</i>	počáteční stav
<i>23</i>	změna stavu z kapalné na plynou fázi (vodní pára)
<i>"</i>	stav sytosti
<i>(12)tr</i>	změna stavu z tuhé na kapalnou fázi za teploty trojného bodu
<i>(13)tr</i>	změna stavu z tuhé na plynou fázi (vodní pára) za teploty trojného bodu
<i>(23)r</i>	změna stavu z kapalné na plynou fázi (vodní pára) za teploty rosného bodu
<i>(23)tr</i>	změna stavu z kapalné na plynou fázi (vodní pára) za teploty trojného bodu
<i>*</i>	modifikovaná hodnota
<i>'</i>	modifikovaná hodnota
<i>abs</i>	absolutní
<i>ABS</i>	absorbér
<i>aero</i>	aerodynamický
<i>aku</i>	akumulační objem
<i>c</i>	citelné
<i>C</i>	cold - chlad
<i>celk</i>	celkový
<i>D</i>	průměr
<i>d</i>	aktuální den
<i>d-1</i>	předchozí den
<i>DB</i>	dry bulb
<i>DES</i>	desorbér
<i>doplň</i>	doplnění
<i>DP</i>	dew point
<i>el</i>	elektrický
<i>f</i>	film kondenzátu
<i>g</i>	gravitační konstanta
<i>H</i>	heat - teplo
<i>hor</i>	horizontálně
<i>ch</i>	chladící, v <i>rovnici 4.3</i> chladio
<i>i</i>	i-tá složka
<i>in</i>	vstupní
<i>k</i>	kapalina H ₂ O
<i>komp</i>	kompresor
<i>kond</i>	kondenzát, kondenzační, kondenzátor

<i>kr</i>	kritický
<i>l</i>	latentní
<i>L</i>	délka
<i>mat</i>	materiál
<i>max</i>	maximum
<i>min</i>	minimum
<i>N</i>	počet
<i>odpar</i>	odpaření
<i>odv</i>	odvodňovaná
<i>odvl</i>	odvlhčení
∞	ustálený stav
<i>ost</i>	ostatní
<i>p</i>	vodní pára
<i>p,v</i>	povrchu výměníku
<i>pokr</i>	pokrytí
<i>pr</i>	průměr
<i>rb</i>	rosný bod
<i>RH</i>	relative humidity - relativní vlhkost
<i>s</i>	stěna
<i>sat</i>	saturace
<i>sr</i>	srážky
<i>st</i>	střecha
<i>sv</i>	suchý vzduch
<i>t</i>	tuhá fáze H ₂ O
<i>t, tep</i>	tepelný od kapitoly 5
<i>tr</i>	trojný bod, v rovnici 4.69 transient - přechodný
<i>vent</i>	ventilátor
<i>ver</i>	vertikálně
<i>vh</i>	vodní hladina
<i>vsak</i>	vsakovací zařízení
<i>vzd</i>	vzduch
<i>WB</i>	wet bulb
<i>ž</i>	žebro
δ	tloušťka vrstvy filmu kondenzátu
τ	smykového napětí

Seznam použitých zkratk

AMR	active magnetic regenerator - magnetokalorické tepelné čerpadlo
AWG	atmospheric water generator - atmosférický generátor vody
COP	coefficient of performance - topný faktor
ČR	Česká republika
ČSN	Česká soustava norem
DCF	diskontovaná doba návratnosti
ED	elektrodialýza - elektromembránová separační metoda, k úpravě vody
EER	energy efficiency ratio - koeficient energetické účinnosti (chladicí faktor)
ETE	elektrárna Temelín
exp	experiment
FV	fotovoltaika
GWP	Global warming potential - potenciál globálního oteplování
HDV	hospodaření s dešťovou vodou
HVAC	heating, ventilation, and air conditioning - topení, větrání a klimatizace
LKTB	letišť Brno Tuřany (tzv. ICAO kód letiště)
M.HYD	metal hydride systems - systémy hydridů kovů
MBR	membránový bioreaktor
MOFs	metal-organic frameworks
NCG	non-condensable gases, tj. nekondenzující plyny
NF	nanofiltrace - "nízkotlaká reverzní osmóza"
OZE	obnovitelné zdroje energie
PDN	prostá doba návratnosti
PEM	polymer electrolyte membrane - palivový článěk
PS	polystyren
PTFE	polytetrafluorethylen
PV	pure vapour, tj. čistá pára (bez nekondenzujících plynů)
PVA	polyvinylalkohol
RD	rodinný dům
RO	reverzní osmóza
S.A.W.E.R.	solar air water energy resource
SEER	seasonal energy efficiency ratio - sezónní energetická účinnost
SG	silikagel

SMAG	super moisture absorbent gels - vysoce absorpční gely pohlcující vlhkost
SPEEK	sulfonated poly ether ether ketone (materiál selektivní membrány)
STC	standard test conditions - standardní testovací podmínky
TAR	thermo acoustic refrigeration - termoakustické chlazení
TČ	tepelné čerpadlo
TEC	thermoelectric cooling - termoelektrické chlazení
TEWI	total equivalent warming impact – celkový ekvivalent k oteplování
TNV	technická norma vodního hospodářství
UCEEB	univerzitní centrum energeticky efektivních budov
UV	ultraviolet - ultrafialové
VAR	vapour absorption refrigeration - absorpční chlazení
VCR	vapour compression refrigeration - kompresorové chlazení
vzd. vl	vzdušná vlhkost
WHO	world health organization - světová zdravotnická organizace

Seznam příloh

1. Celkový roční přehled získávání vody ze vzduchu ve výrobních dnech – Praha
2. Celkový roční přehled získávání vody ze vzduchu ve výrobních dnech – Liberec
3. Celkový roční přehled získávání vody ze vzduchu ve výrobních dnech – Přimda
4. Celkový roční přehled získávání vody ze vzduchu ve výrobních dnech – Lysá Hora
5. Schéma zapojení jednotlivých komponentů k HDV
6. Prognóza změny vodní bilance v krajích ČR

Přílohy

1. Celkový roční přehled získávání vody ze vzduchu ve výrobních dnech – Praha

PRAHA		2014	2015	2016	2017	2018	průměr
průměrná teplota ⁽¹⁾	[°C]	10,03	10,26	9,51	9,39	10,63	9,96
průměrná vlhkost ⁽¹⁾	[%]	77,39	71,57	75,48	73,68	69,90	73,60
výrobní dny při 0 ÷ 2 kWh/l	[-]	183	160	156	170	177	169,2
výrobní dny při > 2 kWh/l	[-]	1	6	1	1	6	3
průměrná teplota	[°C]	15,67	17,15	17,35	16,56	18,17	16,98
průměrná vlhkost	[%]	74,17	66,16	69,22	68,46	62,52	68,11
SEER	[-]	5,78	5,37	5,49	5,57	5,28	5,50
účinnost odvlhčení	[%]	29,4	24,9	30,8	27,5	26,5	27,8
energetická náročnost	[kWh/l]	0,30	0,38	0,32	0,34	0,40	0,35
celková cena vody	[Kč/l]	1,03	1,25	1,10	1,16	1,30	1,17
výroba vody	[m ³ /rok]	28,00	20,35	25,56	23,52	23,75	24,24
celkové roční náklady ⁽²⁾	[Kč]	28794	25470	28148	27174	30986	28114
spotřeba elektřiny	[kWh/rok]	8297	7726	8269	8084	9487	8372
P_{ch,c}	[kWh/rok]	28705	27505	27760	28809	33731	29302
P_{ch,l}	[kWh/rok]	19286	14009	17597	16203	16353	16690
P_{ch,max}	[kWh/rok]	64123	56064	54662	59568	62021	59288
faktor cit. tepla	[-]	0,60	0,66	0,61	0,64	0,67	0,64
vytíženost ⁽³⁾	[%]	74,8	74,0	83,0	75,6	80,8	77,6

poznámky ⁽¹⁾ ÷ ⁽³⁾ jsou uvedeny na str. 94

- Nadmořská výška Prahy **364 m n.m.**

2. Celkový roční přehled získávání vody ze vzduchu ve výrobních dnech – Liberec

LIBEREC		2014	2015	2016	2017	2018	průměr
průměrná teplota ⁽¹⁾	[°C]	9,71	9,45	8,43	8,42	9,52	9,10
průměrná vlhkost ⁽¹⁾	[%]	77,42	72,95	76,35	74,89	68,87	74,10
výrobní dny při 0 ÷ 2 kWh/l	[-]	182	134	143	155	161	155
výrobní dny při > 2 kWh/l	[-]	2	4	0	3	6	3
průměrná teplota	[°C]	15,18	16,99	16,17	15,64	17,10	16,22
průměrná vlhkost	[%]	74,80	65,74	70,55	70,10	61,95	68,63
SEER	[-]	5,86	5,43	5,70	5,75	5,49	5,65
účinnost odvlhčení	[%]	28,1	25,4	29,5	26,4	24,0	26,7
energetická náročnost	[kWh/l]	0,30	0,38	0,32	0,33	0,42	0,35
celková cena vody	[Kč/l]	1,03	1,25	1,08	1,13	1,36	1,17
výroba vody	[m ³ /rok]	26,42	16,91	21,40	20,19	18,28	20,64
celkové roční náklady ⁽²⁾	[Kč]	27091	21182	23223	22752	24868	23823
spotřeba elektřiny	[kWh/rok]	7800	6426	6795	6725	7681	7085
$P_{ch,c}$	[kWh/rok]	27490	23227	23995	24772	29573	25811
$P_{ch,l}$	[kWh/rok]	18198	11647	14747	13912	12602	14221
$P_{ch,max}$	[kWh/rok]	63773	46954	50107	54312	56414	54312
faktor cit. tepla	[-]	0,60	0,67	0,62	0,64	0,70	0,65
vytíženost ⁽³⁾	[%]	71,6	74,3	77,3	71,2	74,8	73,8

poznámky ⁽¹⁾ ÷ ⁽³⁾ jsou uvedeny na str. 94

- Nadmořská výška Liberce **398 m n.m.**

3. Celkový roční přehled získávání vody ze vzduchu ve výrobních dnech – Přímá

PŘÍMDA		2014	2015	2016	2017	2018	průměr
průměrná teplota ⁽¹⁾	[°C]	8,37	8,24	7,14	7,22	8,49	7,90
průměrná vlhkost ⁽¹⁾	[%]	82,85	78,48	85,14	82,34	76,73	81,11
výrobní dny při 0 ÷ 2 kWh/l	[-]	153	126	144	146	161	146
výrobní dny při > 2 kWh/l	[-]	4	5	0	0	2	2
průměrná teplota	[°C]	14,67	16,43	15,26	15,31	16,51	15,64
průměrná vlhkost	[%]	76,22	68,77	78,15	73,59	65,93	72,53
SEER	[-]	6,00	5,50	5,89	5,81	5,59	5,76
účinnost odvlhčení	[%]	28,7	26,6	32,7	28,3	25,9	28,4
energetická náročnost	[kWh/l]	0,28	0,35	0,26	0,30	0,36	0,31
celková cena vody	[Kč/l]	0,99	1,17	0,94	1,04	1,21	1,07
výroba vody	[m ³ /rok]	21,99	16,48	24,84	20,66	20,22	20,84
celkové roční náklady ⁽²⁾	[Kč]	21721	19361	23291	21449	24428	22050
spotřeba elektřiny	[kWh/rok]	6183	5784	6520	6198	7348	6407
P_{ch,c}	[kWh/rok]	21920	20431	21276	21785	27113	22505
P_{ch,l}	[kWh/rok]	15153	11356	17109	14235	13935	14358
P_{ch,max}	[kWh/rok]	53611	44150	50458	51158	56414	51158
faktor cit. tepla	[-]	0,59	0,64	0,55	0,60	0,66	0,61
vytíženost ⁽³⁾	[%]	69,2	72,0	76,1	70,4	72,8	72,1

poznámky ⁽¹⁾ ÷ ⁽³⁾ jsou uvedeny na str. 94

- Nadmořská výška Přímky **743 m n.m.**

4. Celkový roční přehled získávání vody ze vzduchu ve výrobních dnech – Lysá Hora

LYSÁ HORA		2014	2015	2016	2017	2018	průměr
průměrná teplota ⁽¹⁾	[°C]	4,90	4,59	3,84	3,73	4,92	4,39
průměrná vlhkost ⁽¹⁾	[%]	83,76	80,90	87,42	85,32	83,39	84,16
výrobní dny při 0 ÷ 2 kWh/l	[-]	84	81	104	81	121	94,2
výrobní dny při > 2 kWh/l	[-]	2	1	1	1	0	1
průměrná teplota	[°C]	13,24	15,47	13,33	14,24	14,07	14,07
průměrná vlhkost	[%]	78,52	71,35	80,14	74,33	76,96	76,26
SEER	[-]	6,40	5,73	6,34	6,08	6,20	6,15
účinnost odvlhčení	[%]	26,9	28,6	28,5	26,7	28,3	27,8
energetická náročnost	[kWh/l]	0,26	0,30	0,24	0,28	0,26	0,27
celková cena vody	[Kč/l]	0,92	1,05	0,89	0,99	0,94	0,96
výroba vody	[m ³ /rok]	10,52	11,31	14,34	10,36	16,58	12,62
celkové roční náklady ⁽²⁾	[Kč]	9654	11830	12749	10202	15544	11996
spotřeba elektřiny	[kWh/rok]	2683	3426	3504	2902	4351	3373
P_{ch,c}	[kWh/rok]	9923	11842	12320	10503	15537	12025
P_{ch,l}	[kWh/rok]	7254	7796	9884	7141	11430	8701
P_{ch,max}	[kWh/rok]	29434	28382	36442	28382	42398	33008
faktor cit. tepla	[-]	0,58	0,60	0,55	0,60	0,58	0,58
vytíženost ⁽³⁾	[%]	58,4	69,2	60,9	62,2	63,6	62,8

poznámky ⁽¹⁾ ÷ ⁽³⁾ jsou uvedeny na str. 94

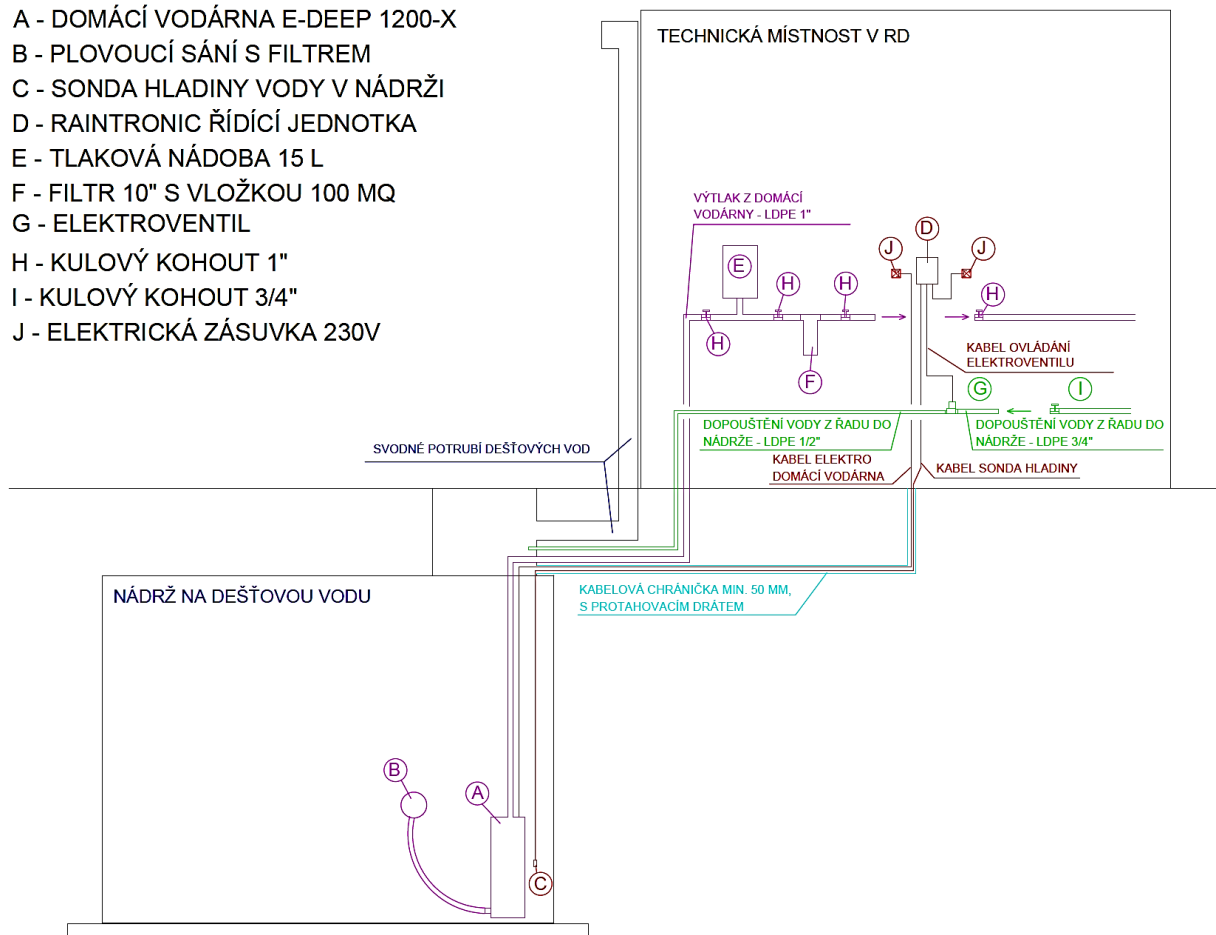
- Nadmořská výška Lysé Hory **1322 m n.m.**

5. Schéma zapojení jednotlivých komponentů k HDV:

Převzato z: [103]

LEGENDA POPISŮ

- A - DOMÁCÍ VODÁRNA E-DEEP 1200-X
- B - PLOVOUCÍ SÁNÍ S FILTREM
- C - SONTA HLADINY VODY V NÁDRŽI
- D - RAINTRONIC ŘÍDÍCÍ JEDNOTKA
- E - TLAKOVÁ NÁDOBA 15 L
- F - FILTR 10" S VLOŽKOU 100 MQ
- G - ELEKTROVENTIL
- H - KULOVÝ KOHOUT 1"
- I - KULOVÝ KOHOUT 3/4"
- J - ELEKTRICKÁ ZÁSUVKA 230V



6. Prognóza změny vodní bilance v krajích ČR [104]:

Budoucí klimatické podmínky vycházejí z vybraných globálních cirkulačních modelů (GCM) a emisních scénářů (RCP). Pro ukázkou je zde vybráno 5 modelů:

- **IPSL** (verze IPSL-CM5A-MR) – Francie
 - Medián všech testovaných GCM nejlépe
- **HadGEM** (verze HadGEM2-ES) – Velká Británie
 - Výraznější změna rozložení srážek (úbytek letních a podzimních srážek a nárůst jarních srážek)
- **CNRM** (verze CNRM-CM5) – Francie
 - Oproti HadGEM jsou zde uvažovány srážky ve všech měsících, zejména na jaře a na podzim
- **BNU** (verze BNU-ESM) – Čína
 - Reprezentuje GCM modely předpovídající pro naše území relativně nižší nárůst teplot a redukci srážek ve všech měsících kromě léta
- **MRI** (verze MRI-CGCM3) – Japonsko
 - Reprezentuje GCM modely předpovídající pro naše území relativně nižší nárůst teplot a nárůst srážek s výjimkou konce léta a podzimu

